

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»
УДК 665.7:628.3:656.7:061.5(045)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис) (ім'я, прізвище)

“ ____ ” _____ 2020 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

за темою: Система тепlopостачання житлового будинку з утилізацією теплоти
каналізаційних стоків

Виконав: студент II курсу, групи ТП-391мп

Лемещенко Роман Михайлович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник к.т.н., доцент Петро БАРАБАШ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище) (підпис)

Консультант з охорони праці к.т.н., доцент Сергій КАШТАНОВ _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, прізвище) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2020 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ОПП «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Геннадій ВАРЛАМОВ

(підпис)

(ім'я, прізвище)

«__» _____ 2020 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту**

Лемещенко Роман Михайлович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації

Система теплопостачання житлового будинку з утилізацією теплоти каналізаційних стоків,

науковий керівник дисертації к.т.н., доцент Барабаш Петро Олексійович,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «__» _____ 2020 р. № _____

2. Термін подання студентом дисертації 21.12.2020 р.

3. Об'єкт дослідження вул. *Микільсько – Слобідська, буд. 6/2*

4. Вихідні дані до проекту.

Населений пункт – місто Київ; житловий будинок з розмірами в плані 25x40x25,2; кількість мешканців N=2916 чол.; кількість поверхів – 9; тепла мережа з температурним режимом: 150 x70°C; місцева система опалення з розрахунковим температурним режимом: 90 x60°; кількість будинків в плані – 1.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити

У пояснювальній записці проаналізовані та будуть наведені наступні розділи: розробка теплових схем (вибір основних технічних рішень), визначення теплового навантаження системи опалення(точний розрахунок теплових втрат через огороження) та системи ГВП(кількість мешканців через нормативні витрати), розрахунок теплообмінника системи опалення і другого теплообмінника, розрахунок системи підігріву води на ГВП, вибір

допоміжного обладнання (акумулятори теплоти, теплові насоси тощо), а також охорона праці і техніки безпеки.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу

Функціональна теплова схема ,ситуаційний план розміщення обладнання, план прокладки трубопроводів, вузол вводу та обліку теплової енергії, теплообмінник ГВП

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Сергій КАШТАНОВ, доцент		

9. Дата видачі завдання 28.10.20 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Вступ та огляд сучасних систем теплопостачання	01.11.20 р.	
2	Розробка схеми ІТП та її характеристика	03.11.20 р.	
3	Теплові навантаження	05.11.20 р.	
	-на опалення	08.11.20 р.	
	-на гаряче водопостачання	12.11.20 р.	
4	Визначення кількості теплоти від каналізаційних стоків	14.11.20 р.	
5	Опис конструкції теплообмінника Розрахунок підігрівача системи опалення та ГВП	17.11.20 р.	
6	Вибір основного та допоміжного обладнання	23.11.20 р.	
7	Стартап проект	25.11.20 р.	
8	Охорона праці	27.11.20 р.	
9	Графічна частина		
	-теплова схема	29.11.20 р.	
	-план розміщення	01.12.20 р.	
	-проміжний теплообмінник	03.12.20 р.	
10	Оформлення пояснювальної записки	05.12.20 р.	

Студент

_____ (підпис)

Роман ЛЕМЕЩЕНКО
(ім'я, прізвище)

Науковий керівник дисертації

_____ (підпис)

Петро БАРАБАШ
(ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

Пояснювальна записка
до магістерської дисертації
за темою: «Система теплопостачання житлового будинку
з утилізацією теплоти каналізаційних стоків»

Київ 2020

АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на здобуття ступеня магістра за освітньо-професійною програмою підготовки на тему: «Система тепlopостачання житлового будинку з утилізацією теплоти каналізаційних стоків»: 101 с., 14 рис., 20 табл., 9 креслеників формату А1, 16 джерел, 4 дод.

Об'єкт розробки – житловий будинок.

Мета роботи – розробка системи опалення та гарячого водопостачання з використанням стічних вод для забезпечення потреб житлової будівлі, що є актуальною задачею.

Для кліматичних умов міста Києва визначені теплові навантаження на опалення та гаряче водопостачання.

Використовуючи нормативні матеріали та каталоги фірм-виготовлювачів відповідної продукції була розроблена і розрахована принципова схема індивідуального теплового пункту та підібране основне його обладнання. Для попереднього підігріву води на гаряче водопостачання обраний тепловий насос який використовує в якості джерела теплоти стічні води житлового будинку.

Розроблений стартап-проект, в результаті якого досліджено перспективне виробництво модульних теплових пунктів.

Передбачені заходи з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: тепловий пункт, гаряче водопостачання, підігрівач, опалення, тепловий насос, стічні води, теплове навантаження, утилізаційний ТО, охорона праці.

SUMMARY

Master's dissertation for obtaining a master's degree by educational and professional training program on the theme: "The system of heat supply of a residential building with heat utilization of sewage»: 101 p., 14 pp., 20, 9 pp., 16 sources, 4 units.

The object of development - a residential building.

The purpose of the work is to develop a heating and hot water supply system with using the sewage for using to meet the needs of a residential building, which is a topical task.

For the climatic conditions of the city of Kyiv thermal loads for heating and hot water supply are determined.

Using the standard materials and catalogs of the manufacturers of the corresponding products, the basic scheme of the individual heat point has been developed and calculated, and its basic equipment has been selected. For preheating of water for hot water, a heat pump is used which uses as a source of heat the waste water of a residential building.

A startup project has been developed, which explores the promising production of modular heat points.

Occupational safety and emergency measures are foreseen.

KEYWORDS: heat point, hot water supply, heater, heating, heat pump, waste water, utilization heat exchanger, thermal load.

АННОТАЦИЯ

Магистерская диссертация на соискание степени магистра по образовательно-профессиональной программе подготовки на тему: «Система теплоснабжения жилого дома с утилизацией теплоты канализационных стоков» 101 с., 14 рис., 20 табл., 9 черт., 16 источников, 4 додатка.

Объект разработки - жилой дом.

Цель работы - разработка системы отопления и горячего водоснабжения с использованием сточных вод для обеспечения потребностей жилого здания, что является актуальной задачей.

Для климатических условий города Киева определены тепловые нагрузки на отопление и горячее водоснабжение.

Используя нормативные материалы и каталоги фирм-изготовителей соответствующей продукции была разработана и рассчитана принципиальная схема индивидуального теплового пункта и подобранное основное его оборудования. Для предварительного подогрева воды на горячее водоснабжение выбран тепловой насос использующий в качестве источника теплоты сточные воды жилого дома.

Разработанный стартап-проект, в результате которого исследованы перспективное производство модульных тепловых пунктов.

Предусмотрены мероприятия по охране труда и безопасности в чрезвычайных ситуациях.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: тепловой пункт, горячее водоснабжение, подогреватель, отопления, тепловой насос, сточные воды, тепловая нагрузка, утилизационный ТО, охрана труда.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів.....	9
Вступ.....	11
1.Огляд сучасних систем теплопостачання.....	13
1.1 Теплопункти як спосіб ефективного розподілення теплоти в системах центрального теплопостачання.....	13
1.2 Використання теплових насосів.....	14
1.3 Аналіз потенціалу використання теплоти стічних вод.....	15
1.4 Висновки до розділу 1.....	17
2. Розроблення схеми ІТП та її характеристика.....	18
2.1 Опалювальний вузол.....	18
2.2 Вузол гарячого водопостачання.....	20
2.3 Висновки до розділу 2.....	21
3. Визначення теплових навантажень будівлі.....	22
3.1 Розрахунок теплового навантаження на опалення.....	22
3.2 Визначення теплових навантажень на гаряче водопостачання.....	28
3.3 Висновки до розділу 3.....	30
4. Кількість теплоти від каналізаційних стоків.....	31
Висновки до розділу 4.....	33
5. Утилізаційний теплообмінник.....	34
5.1Опис конструкції теплообмінника.....	34
5.2 Утилізаційний теплообмінник.....	34
5.3 Висновки до розділу 5.....	37
6 Розрахунок підігрівача системи опалення.....	38
Висновки до розділу 6.....	45
7 Розрахунок підігрівача ГВП.....	46
Висновки до розділу 7	61
8. Вибір теплового насосу для попереднього підігріву води на ГВП.....	62
8.1 Вибір акумулюючої ємності.....	62
8.2 Вибір холодильного агенту. Термодинамічний розрахунок теплового насосу...66	
8.3 Висновок до розділу 5.....	72
9. Розробка стартап проекту.....	73

					ТП з 91мп 53 02 ПЗ		
Зм.		№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Лемещенко				Система теплопостачання житлового будинку з утилізацією теплоти каналізаційних стоків Пояснювальна записка	Стадія	Арквш
Керівник	Барабаш					МДп	7
П. контр						КПП ім. І. Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ	
Н. контр.	Боженко						
Зав. каф	Варламов					Арквшів	101

Охорона праці.....	83
Висновки.....	94
Список використаної літератури.....	95
Додатки.....	96
Додаток А	
Технічне завдання на проектно – конструкторську розробку.....	96
Додаток Б	
Акт впровадження результатів магістерської дисертації.....	97
Додаток В	
Перелік наукових праць.....	99
Додаток Г	
Результати перевірки на академічний плагіат.....	100

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

t – температура;
 Q – витрата теплоти;
 G – витрата води;
 F – площа поверхні нагріву;
 α - коефіцієнт тепловіддачі;
 κ - коефіцієнт теплопередачі;
 W – швидкість руху теплоносіїв;
 D – діаметр патрубків;
 P – тиск;
 V – об'єм води;
 A – температурний множник;
 Re – число Рейнольдса;
 Pr – критерій Прандтля;
 ν - кінематична в'язкість;
 λ - теплопровідність;
 ρ - густина.

Індекси

Нижні:

о – параметри опалення;
оп – параметри опалювальних приладів;
г – параметри гарячої води;
х – параметри холодної води;
в – параметри вентиляції;
г.в – параметри гарячого водопостачання;
р – розрахункова величина;
з – параметри зовнішнього повітря;
вн – параметри внутрішнього повітря;
с – параметри біля стінки та пристінного шару води;

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						9
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пл – параметри пластина теплообмінног апарату;

рец – параметри рециркуляційної води.

Верхні:

н – параметри насосів;

зл – параметри точки зламу;

ср – середнє значення;

рік – річне знпчення;

л – параметри літнього періоду.

Скорочення:

ТОА – теплообмінний апарат;

ГВП – гаряче водопостачання;

ТН – теплоносій;

ХВО – хімічна водо підготовка.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						10
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Теплові пункти поділяються на: централізовані (ЦТП) і індивідуальні (ІТП). До ІТП відносяться тільки установки із вузлами приєднання до теплових мереж систем теплопостачання однієї будівлі чи її частини.

Усі інші теплові пункти, незалежно від кількості будівель, які обслуговуються, відносяться до ЦТП.

По різних способах регулювання відпуску теплоти розрізняють:

- центральне регулювання – тільки на джерелах теплоти;
- районне, групове чи мікрорайонне – на відповідних теплових пунктах.
- місцеве – на місцевих теплових пунктах окремих будівель (ІТП);
- індивідуальне – на окремих теплоприймачах (приборах системи опалення, вентиляції і гарячої водопостачання).

Наявність ІТП обов'язково для кожної будівлі незалежно від наявності ЦТП, при цьому в ІТП передбачуються тільки ті функції які необхідні для приєднання систем споживання теплоти даної будівлі і не передбачені в ЦТП.

Індивідуальні теплові пункти мають бути вбудовані в будівлі, які вони обслуговують і розташовуватися в окремих приміщеннях на першому поверсі близько до зовнішніх стін будівлі. Допускається розміщення ІТП в технічних підпіллях або в підвалах будівель і споруджень.

У даному дипломному проєкті виконаний проєкт теплового пункту для одного житлового будинку.

До основного теплового обладнання теплових пунктів відносяться циркуляційні насоси, водо-водяні підігрівачі, грязьовики, розширювальні баки. Широке застосування у теплових пунктах мають прилади контролю і регулювання, різноманітна арматура, а також труби і теплова ізоляція. Довгий час у теплових пунктах застосовувалися підігрівачі трубчатого типу з латунними трубками. Тепер широке застосування одержали розбірні пластинчаті теплообмінники які мають такі переваги: меншу вагу, менший габаритний об'єм, тонкостінність тепло передаючих пластин та високий коефіцієнт теплопередачі, більший строк служби, легкість технічного обслуговування. Тому в даному тепло пункті встановлюються саме пластинчаті теплообмінники.

Грязьовики застосовуються у теплових пунктах на прямих трубопроводах для захисту місцевих установок і систем від сторонніх предметів, які потрапляють у зовнішні трубопроводи при їх монтажу, на зворотних трубопроводах – перед витратомірами.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						11
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Запобігаючи заносові сторонніми предметами, грязьовик, разом з тим, не повинен створювати великих додаткових втрат тиску.

Для згладжування гідравлічних пульсацій, а також для запобігання вібрації циркуляційних насосів, у замкнених системах теплопостачання застосовуються розширювальні баки. Розширювальні баки розрізняють: ті, які працюють під надлишковим і під атмосферним тиском. Також за допомогою розширювальних баків можливе застосування автоматичного підживлення системи для компенсації втрат теплоносія внутрішньої системи.

У даній магістерській дисертації розробляється система теплопостачання для одного житлового будинку у місті Київ.

Розрахункова температура у тепловій мережі 150/70 °С, у системі опалення 90/60°С.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						12
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ОГЛЯД СУЧАСНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

1.1 Теплопункти як спосіб ефективного розподілення теплоти в системах центрального тепlopостачання

Розвиток технологій тепlopостачання йде в напрямку ефективного використання паливо-енергетичних ресурсів та підвищення екологічних показників виробництва та зовнішнього середовища.

Одним з перспективних напрямлень енергозбереження та зниження витрати паливо-енергетичних ресурсів є розроблення та впровадження ефективного теплогенеруючого обладнання та систем автоматики.

Головні джерела тепlopостачання у містах є теплоелектроцентралі (ТЕЦ), чи райони котельні (РК) або котельні промислових підприємств.

Втрата теплової енергії при транспортуванні теплоносія по тепловим мережам є суттєвою та залежить як від відстані до споживача, так і від стану теплової ізоляції трубопроводів. Тому для суттєво віддалених споживачів теплової енергії необхідно знаходити ближчі джерела тепlopостачання.

Також необхідно враховувати, що існуюча система тепlopостачання міста Києва є централізованою та використовує потужність ТЕЦ та районних котелень. Враховуючи значний об'єм капіталовкладень у основне обладнання тепlopостачання необхідно впровадження нових економних схем тепlopостачання та нового більш економічного обладнання.

Суттєвим елементом систем центрального тепlopостачання є установки, що розміщуються у вузлах приєднання до теплових мереж місцевих систем тепловикористання. В цих установках здійснюється контроль роботи теплових мереж та систем тепловикористання, а також управління ними. Виконується вимірювання параметрів теплоносія – тиску, температур, витрат та регулювання відпуску тепла. Від роботи таких установок залежить надійність та економічність тепlopостачання в цілому.

Теплові пункти розділяються на центральні (ЦТП) або індивідуальні (ІТП). До ІТП відносяться тільки установки з вузлами приєднання до теплових мереж систем тепловикористання одної будівлі або її частини. Всі інші теплові пункти незалежно від кількості будівель, що обслуговуються відносяться до ЦТП [1].

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						13
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На теплових пунктах застосовується складне тепломеханічне обладнання. Так у ІТП використовується більше 15 найменувань обладнання (насоси, підігрівачі, засувки, регулятори, контрольно-вимірювальні прилади і т.п.).

Підвищення надійності обладнання, що застосовується в теплових пунктах, раціональна організація його ремонту призводить до суттєвої економії експлуатаційних витрат та підвищення якості теплопостачання. Безвідмовність роботи обладнання в ТП досягається не тільки за рахунок безаварійної роботи його окремих частин, але також і за рахунок резервування основного та допоміжного обладнання. Обладнання теплових пунктів в основному відноситься до того що ремонтується, незначна частина – до того що не ремонтується чи до обладнання, ремонт якого по економічним причинам недоцільний.

1.2 Використання теплових насосів

Застосування теплових насосів, крім енергетичних переваг, зумовлює зменшення забруднення навколишнього середовища (також і теплового) та скорочення шкідливих викидів в атмосферу. Розпорядженням Кабінету міністрів України №609-р від 20 травня 2016 р. затверджено перелік проектних пропозицій щодо першочергового встановлення теплових насосів в 20 областях України. Залучення коштів від продажу квот на викиди CO₂, згідно з Кіотським протоколом, дозволить підвищити економічну ефективність впровадження ТНС та скоротити термін окупності останніх [2].

Слід зазначити, що найбільший енергоощадний ефект забезпечується від впровадження теплонасосних станцій, в яких тепловий насос поєднується з додатковим піковим джерелом теплоти. Однією з умов раціонального застосування теплонасосних станцій є наявність джерел низькотемпературної теплоти з достатньо високою температурою протягом року, які не потребують значних витрат на перекачування та не призводять до корозії устаткування. Теплота, що виробляється теплонасосними станціями, застосовується для опалення та гарячого водопостачання житлових, промислових та громадських споруд, а також для технологічних потреб .

Основними джерелами низькотемпературної скидної теплоти техногенного походження є вентиляційні викиди та охолоджуюча вода технологічного та енергетичного обладнання підприємств, промислові та комунально-побутові стоки. Досвід провідних країн свідчить, що найбільш ефективним є використання теплової енергії стічних вод за допомогою теплових насосів. Потужні теплонасосні станції теплопостачання можуть розміщатися біля відвідних каналів очищених комунально-побутових вод. Можливим є створення окремих теплонасосних установок для утилізації теплоти умовно чистих стоків

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						14
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

басейнів, спортивних комплексів, пральних комбінатів та інших об'єктів побутового і промислового призначення.

В Україні загальний річний об'єм комунально-побутових стоків становить близько 3740 млн. м³. Температура стоків становить 15–25 °С залежно від сезону. В Україні каналізаційні системи централізованого відведення комунально-побутових стоків функціонують в 427 містах, 515 селищах міського типу, 856 селах. Питомий обсяг комунально-побутових стоків становить 0,15–0,4 м³ на одного жителя за добу. Цей показник значною мірою залежить від доступності води та соціально-економічних умов в окремих регіонах [3].

Теоретичні ресурси низькотемпературної теплової енергії стічних вод розраховуються, виходячи з загального обсягу каналізаційних стоків відповідної області. Технічно доступні ресурси розраховуються, виходячи з загального обсягу очищених каналізаційних стоків лише від міських поселень. Економічно-доцільні обсяги використання низькотемпературної теплової енергії стічних вод розраховуються, виходячи з половини обсягу очищених стоків від міських поселень відповідної області (враховуються обмеження, пов'язані з нерівномірністю надходження стоків).

Теплова енергія ґрунту та ґрунтових вод може використовуватися для обігріву та вентильовання приміщень. Відбір теплової енергії від ґрунту може здійснюватися за допомогою ґрунтових теплообмінників різних типів. Температура теплоносія в ґрунтовому теплообміннику становить від мінус 5–7 до плюс 10–12 °С і є придатною для виробництва теплоносія з температурою 40–70 °С за допомогою теплових насосів. Досвід провідних країн свідчить, що енергію ґрунту найчастіше використовують в теплонасосних установках потужністю до 70–100 кВт, які обслуговують окремі невеликі будинки, головним чином садибні житлові будинки. В умовах України це можуть бути садибні будинки міст та сіл.

В Україні експлуатується 9,3 млн. садибних будинків з загальною площею 515,8 млн. м². Для їх тепlopостачання можна влаштовувати ґрунтові теплообмінники з теоретичним запасом теплової енергії 52 млн. МВт·год на рік [3]. Це і є теоретичні ресурси теплової енергії ґрунту та ґрунтових вод, що значно перевищують потреби енергії для опалення садибних житлових будинків.

1.3 Аналіз потенціалу використання теплоти стічних вод

Аналіз вимірювань, отриманих на основі оцінки енергетичного потенціалу стічних вод для шести будівель в Німеччині, показує високий рівень їх температури. У той же час

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						15
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

даний ресурс отримання енергії до цих пір не знайшов широкого застосування. Стічні води мають середню температуру близько 21-26 ° С [4]. Кількість стічних вод знаходиться в прямій залежності від споживання питної води . Застосування теплової енергії стічних вод за допомогою теплових насосів дозволяє досягти високих показників економії тепла, пов'язаних з високим впливом сезонних факторів продуктивності, а також екологічного використання систем рекуперації тепла в будинку (рисунок 1.1).

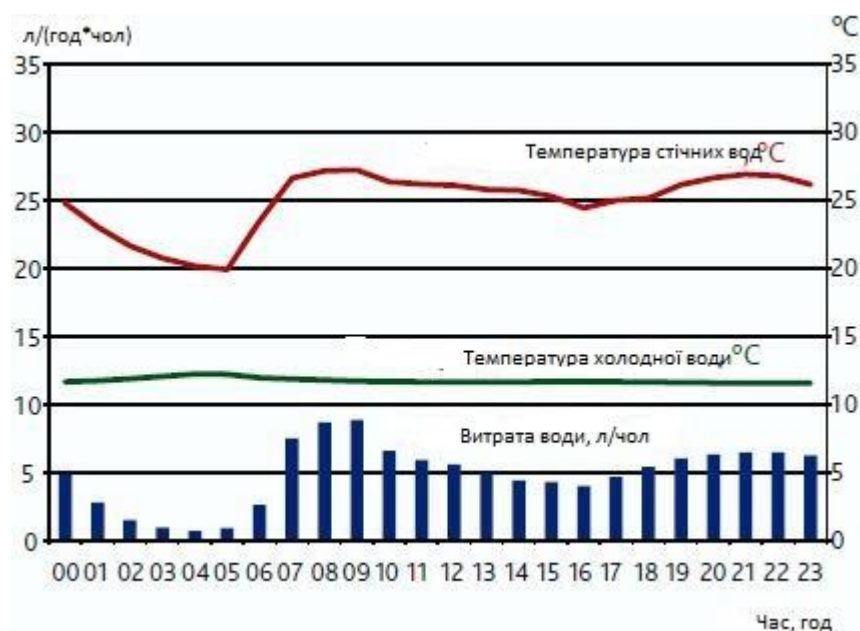


Рисунок 1.1 – Розподіл температур стічних вод

Дослідження показало, що для ефективної роботи системи необхідно скоротити формування біоплівки яка контактує з теплообмінником, наприклад, за допомогою хімічних або автоматизованих методів очищення. Рекуперацію тепла стічних вод безпосередньо в будівлі можна розглядати як перспективну технологію, яка дозволяє збільшити енергетичну і ресурсну ефективність нагрівальних приладів в будівлях.

Тепловий насос використовує відновлювані джерела енергії: тепло з ґрунту, з ґрунтових вод, повітря чи сонячне тепло. Вибір джерела залежить від багатьох факторів, таких як енергетичні потреби, місце розташування та індивідуальні побажання. У будь-якому випадку, теплові насоси зменшують споживання викопного палива та заощаджують цінні ресурси.

Якщо тепла із зовнішнього контуру все ж недостатньо для опалення в сильні морози, практикується експлуатація насоса в парі з додатковим генератором тепла (в таких випадках говорять про використання бівалентної схеми опалення). Коли вулична

температура опускається нижче розрахункового рівня (температури бівалентності), в роботу включається другий генератор тепла - найчастіше невеликий електронагрівач.

1.4 Висновки до розділу 1

1) Теплопункти є ефективним способом регулювання теплового навантаження будівлі при підключенні її до системи тепlopостачання з потенціалом модернізації та встановлення додаткового обладнання.

2) Теплові насоси дозволяються використовувати низько потенційні джерела теплоти для нагріву води на ГВП та в низькотемпературних системах опалення.

3) Стічні води мають більший, ніж класичні джерела енергії для теплового насосу, температурний потенціал, що дозволяє отримати великий коефіцієнт трансформації теплового насосу.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						17
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 РОЗРОБЛЕННЯ СХЕМИ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ ТА ЇЇ ХАРАКТЕРИСТИКА

2.1 Опалювальний вузол

У зв'язку з тим, що не вистачає енергоносіїв в Україні, необхідно якось економити енергію електричну та теплову. Економію енергії теплової можна здійснити за допомогою індивідуального регулювання витрати тепла у тепловому пункті, яке пов'язане з центральним регулюванням.

Однією із таких схем, що дозволяє зберегти теплову енергію, є незалежна схема. При цій схемі система опалення долучається до теплової мережі через поверхневий пластинчатий підігрівач. При цьому система працює під тиском персонального баку, що розширюється. За допомогою підігрівача у системі режим регулювання здійснюється суттєво більш раціонально. Доцільно використовувати це при існуванні в графіку центрального регулювання зони постійної температури води. За допомогою відцентрового насоса здійснюється циркуляція води в системі опалення. Також однією з переваг такої системи є неможливість потрапляння гострої мережної води в систему опалення будинку.

Основним недоліком такої системи є величезна вартість, порівняно як приклад, з вузлом елеватора, через присутність такого устаткування, як насос, підігрівач та розширювальний бак .

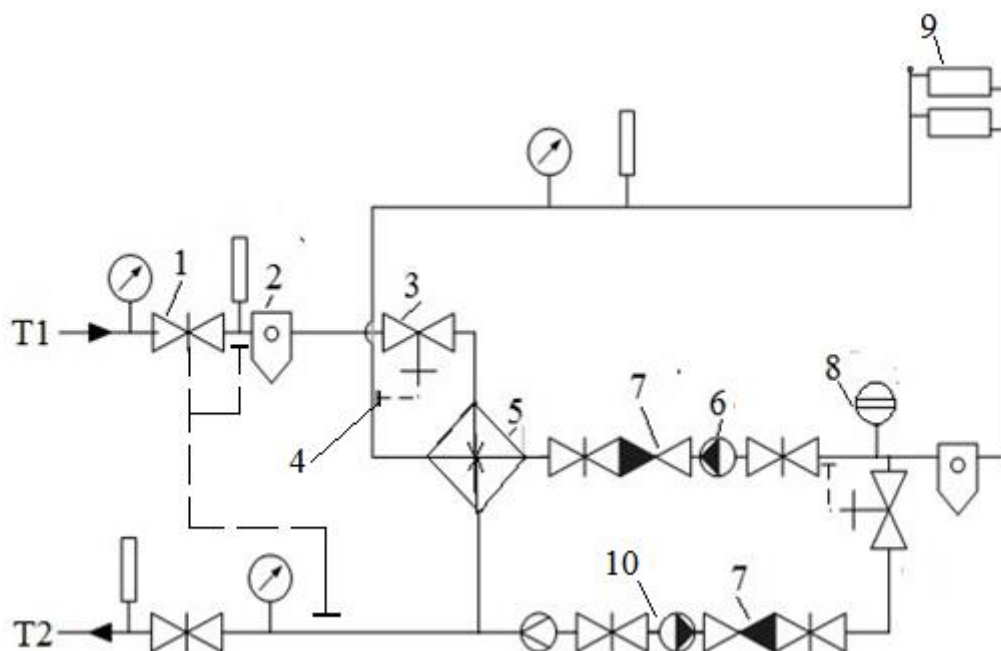
В цій системі наявні стенд управління насосами, вузол обліку теплової енергії, за їх сприянням можна перевірити усі позиції споживання тепла та врахувати такі фактори як: температура зовнішнього повітря, ізоляція огорожень будинку, тепла потужність системи опалення.

До основних недоліків даного типу налаштування можна віднести дороговизну даного устаткування, бо робота регулятора відбувається в об'єднанні з відповідними клапанами і насосними арматурами.

Застосовую автоматичне регулювання і до теплової мережі застосовую незалежну схему приєднання теплообмінників системи опалення для опалювання житлових будинків (рисунок 1.1).

Система має склад: регулятор температури води, що встановлений на прямій ділянці трубопроводу; теплообмінний апарат, що забезпечує незалежну схему приєднання; циркуляційні насоси; регулятор різниці тиску; розширювальний бак.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						18
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



- 1 – регулятор витрати; 2 – грязьовик; 3 – регулятор температури; 4 – датчик температури води в прямому трубопроводі місцевої системи опалення;
 5 – пластинчатий теплообмінник; 6 – циркуляційний насос; 7 – зворотний клапан;
 8 – розширювальний бак; 9 – нагрівальні прилади; 10 – підживлювальний насос.

Рисунок 2.1- Незалежна схема приєднання системи опалення до теплової мережі.

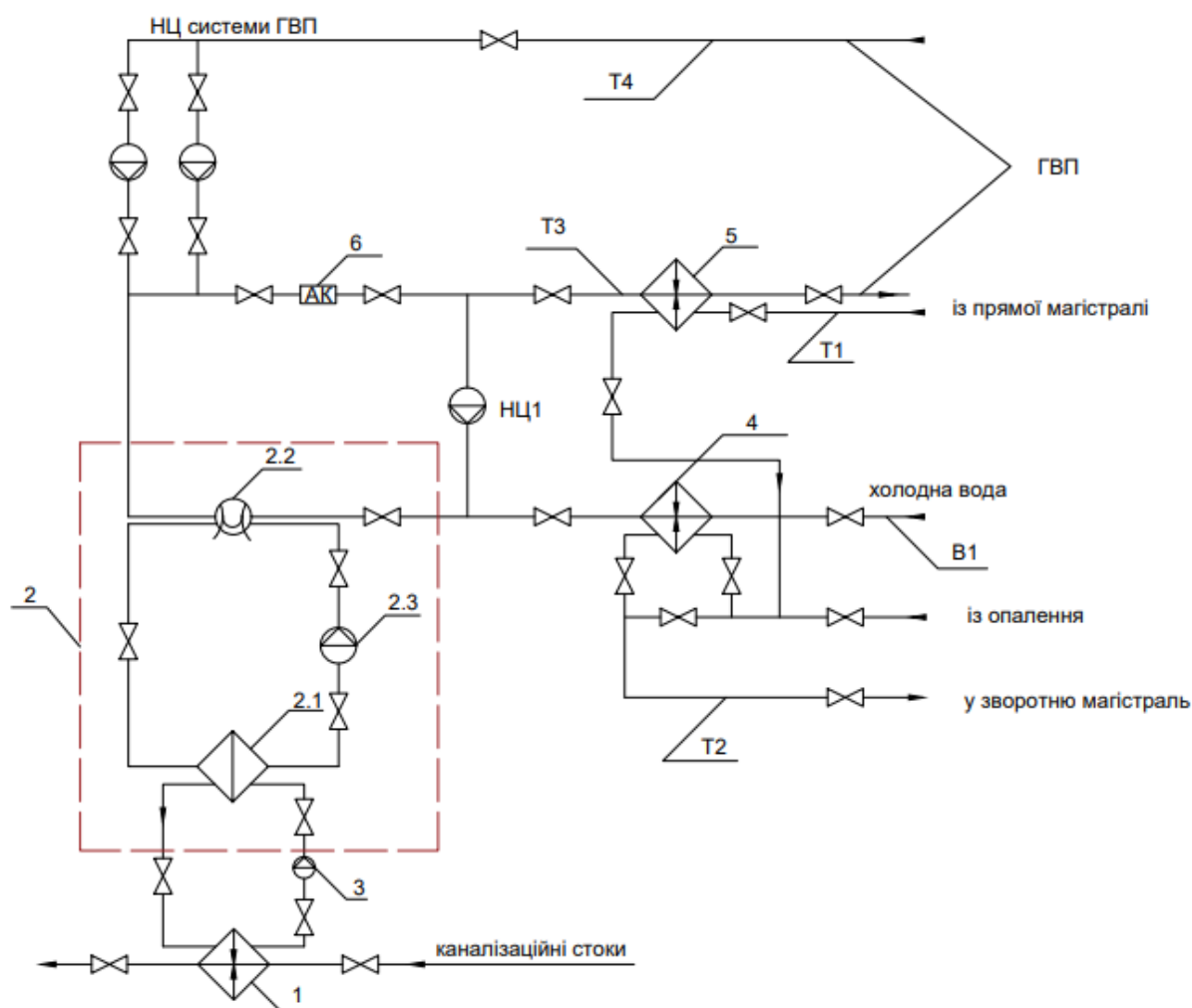
Мережна вода по прямому трубопроводу проходить через фільтр – грязьовик 2, де осідають різні механічні домішки, котрі можуть привести до забивання каналів теплообмінника і зниження його потужності. Після фільтру теплоносієм поступає на регулятор перепаду тиску 1, який служить для підтримання постійного перепаду тисків між прямою і зворотними магістралями тепlopостачання, забезпечуючи тим самим постійну витрату теплоносія через теплообмінний апарат незалежно від зміни зовнішніх параметрів. Далі теплоносієм потрапляє в теплообмінний апарат 5, а потім у зворотний трубопровід теплової мережі.

Внутрішній контур системи опалення має у своєму складі: опалювальні прилади; розширювальний бак 8, який вживається для зрівноважування об'єму води при несталій температурі; циркуляційних насосів 6, що забезпечують циркуляцію води з потрібною витратою і напором, задовольняючи необхідну теплову силу системи; вузол підживлення, який потрібен для заповнення системи в момент запуску.

2.2 Вузол гарячого водопостачання

Гаряче водопостачання споживачів включене по двухступінчатій змішаній схемі (рисунок 1.2). В даному випадку витрата мережної води через систему опалення має бути константою, а її витрата на ГВП має зміни через нестабільність витрати через водопідігрівач другого ступеня. Вузол вираховується на максимальне навантаження споживачів у літній час.

Система ГВП складається з пластинчатих теплообмінників 1- го та 2 –го ступенів (на схемі 4 і 5 відповідно), а також утилізаційного теплообмінника 1 каналізаційних стоків, циркуляційних насосів, теплового насосу 2 та акумулятора гарячої води 6.



1 – утилізаційний ТО; 2 – тепловий насос : 2.1 – випарник ТН; 2.2 – конденсатор ТН; 2.3 – компресор; 3 – циркуляційний насос; 4 – підігрівач ГВП 1 – го ступеня; 5 – підігрівач ГВП 2 - го ступеня; 6 – АКГВ; НЦ – насоси циркуляційні системи ГВП; НЦ1 – насоси циркуляційні АКГВ(акумулятора гарячої води)

Рисунок 2.2- Схема приготування води на гаряче водопостачання

Мережна вода потрапляє до теплообмінника 4, далі вода через конденсатор 2.2 поступає до акумулятора гарячої води (АКГВ) 6, після якого частина йде на другу ступінь підігрівача, а частина циркулює насосами АКГВ. У другій ступені вода підігрівается до необхідної для споживача температури. Після другого ступеня мережна вода поєднується з водою із зворотної магістралі і відряджається на першу ступінь теплообмінника 4, у якій з огляду на велику витрату зворотної гріючої води холодна водопровідна вода з температурою 5 °С підігрівается до проміжної температури. Додатково охолоджена мережна вода поступає у зворотний трубопровід.

У приміщенні теплового пункту встановлюється тепловий насос 2. Він складається з випарника 2.1, конденсатора 2.2 і компресора 2.3.

Каналізаційна вода надходить у теплообмінник – утилізатор 1, де відбирається тепло цих стоків, після чого циркуляційним насосом 3 надходить у випарник 2.1. Випарник є елементом замкнутого циклу теплового насосу 2, по якому циркулює холодильний агент (фреон). За рахунок надходження цієї теплоти фреон змінює свій агрегатний стан від рідкого до газоподібного. Газоподібний холодильний агент стискається за допомогою компресора 2.3, підвищується його тиск і температура. Фреон надходить до конденсатора 2.2 і віддає тепло до контуру мережної води перед 2 – ю ступеню підігрівача на ГВП. Після цього фреон охолоджується і через дросель досягає свого початкового стану. Потім цикл повторюється.

За допомогою теплообмінника поміщеного у стічний колектор на виході з будинку теплота відбирається від стічних вод. Вона використовується для попереднього підігріву води замість другої ступені теплообмінника ГВП. За рахунок цього досягається економія теплоти на підігріві води для потреб гарячого водопостачання, а також утилізується теплота стічних вод, яка в іншому випадку просто викидаються до навколишнього середовища.

У схемі застосована рециркуляція ГВП, яка призначена для підтримки постійної температури перед точками водорозбору.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						21
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

3.1 Визначення теплового навантаження на опалення

3.1.1 Початкові дані до розрахунку:

- розміри будинку $a = 60$ м; $b = 25$ м; $H_{\text{п}} = 25,2$ м
- кількість поверхів - 9 ;
- кількість будинків - 1 ;
- висота вікон – $H_{\text{вік}} = 1,5$ м
- тепла мережа – 150×70 °C
- місто – Київ

За (1 додаток [1]) визначаємо такі характеристики:

Характеристика стін - цегляні з повітряним прошарком на важкому розчині, товщина $\delta_1 = 565$ мм (товщина прошарку $\delta_0 = 50$ мм)

Характеристика перекриття - з горищем, збірні залізобетонні панелі товщиною 160 мм; утеплювач - шлак товщиною $\delta = 200$ мм.

Характеристика засклення-подвійне в дерев'яних сполучених рамах.

Розрахункова температура внутрішнього повітря $t_{\text{вн}} = 20$ °C.

3.1.2 Кліматологічні дані для м. Київ (за 1 додаток [1]):

- тривалість опалювального періоду - $n_0 = 176$ днів
- температура зовнішнього повітря у холодний період року;
 - розрахункова для опалення - $t_{\text{р.о.}} = -22$ °C
 - середня опалювального періоду - $t_{\text{ср.о.}} = -0,1$ °C

3.1.3 Теплові втрати кімнати житлового будинку, кВт, розраховуються для холодного періоду року за формулою:

$$Q_{\text{втр}} = Q_{\text{осн}} + Q_{\text{доод}}, \quad (3.1)$$

де $\sum Q_{\text{осн}}$ – сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні будови (зовнішні стіни, вікна, зовнішні двері, перекриття для останнього поверху, підлогу для першого поверху), кВт;

$Q_{\text{доод}}$ -додаткові втрати на інфільтрацію зовнішнього повітря, кВт

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						22
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1.4 Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні споруди, кВт, розраховується для кожного елемента за формулою:

$$Q_{осн} = \sum_{i=1}^m k_i F_i (t_{вн.} - t_{p.o.}) \cdot n_i \quad (3.2)$$

де k_i -коефіцієнт теплопередачі зовнішніх конструкцій, Вт/(м²К);

F_i -площа поверхні окремих зовнішніх структур, м²;

$t_{вн}$ -температура повітря всередині приміщення , °С;

$t_{p.o.}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °С;

n_i – коефіцієнт, за яким беруться до уваги зниження різниці температур. Він залежить від розташування поверхні огорожувальної будови.

Висота приміщення не повинна перевищувати 4 м. Якщо ж таке трапилося, то таке приміщення потрібно розділити на дві частки по висоті і розрахувати теплові втрати для кожної частки окремо, при чому для зовнішньої конструкції висотою до 4 м розрахункова різниця температур буде такою ж, як і у формулі (3.2), а для зовнішніх споруд, що розташовані вище 4 м від підлоги, вона визначається, °С:

$$\Delta t = \frac{t_{вн} - t_{зв}}{2} - t_{p.o.}, \quad (3.3)$$

де $t_{зв.}$ – температура повітря, яка є зверху помешкання, °С.

$$t_{зв} = t_{вн} + k(H_n - 4), \quad (3.4)$$

де k – коефіцієнт зростання температури по висоті, значення якого є від 0,2 до 1,5 °С/м;

H_n – висота кімнати , м.

3.1.5 Визначаємо зовнішні розміри огорожень з [1], м:

$$A_{сз}=a_1+2\delta_1 \quad (3.5)$$

$$A_{сз}=a_1+2\delta_1=60+2\cdot0,615=61,23 \text{ м}$$

$$A_{пп}=b_1+2\delta_1 \quad (3.6)$$

$$A_{пп}=b_1+2\delta_1=25+2\cdot0,615=26,23 \text{ м}$$

3.1.6 Розраховуємо висоту зовнішніх стін з [1], м:

$$H_{cm1} = 4 \text{ м}$$

$$H_{cm2} = (H_n - 4) + \delta_2 + \delta \quad (3.7)$$

$$H_{ст2} = (25,2 - 4) + 0,16 + 0,2 = 21,56 \text{ м.}$$

3.1.7 За [1] визначаємо коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін, перекриття, заповнень світлових щілин відповідно, Вт/м²К:

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						23
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$- K_{cm} = 1,07 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$- K_n = 0,88 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$- K_{\text{вік}} = 2,94 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

3.1.8 Визначаємо поверхню вікон з [1], м²:

$$F_{\text{вік}} = H_{\text{вік}} \cdot C \cdot n_{\text{вік}} \quad (3.8)$$

де $n_{\text{вік}}$ – кількість вікон, C – широта вікон, м.

- для стін, що орієнтовані на захід та схід, перший поверх

$$F_{\text{вік1.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 27 = 81 \text{ м}^2;$$

- для стін, що орієнтовані на захід та схід, інші поверхи

$$F_{\text{вік1.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 216 = 648 \text{ м}^2;$$

- для стін, що орієнтовані на південь та північ, перший поверх

$$F_{\text{вік2.1}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 9 = 27 \text{ м}^2;$$

- для стін, що орієнтовані на південь та північ, інші поверхи

$$F_{\text{вік2.2}} = 1,5 \cdot 2 \cdot 72 = 216 \text{ м}^2;$$

3.1.9 Визначаємо поверхні зовнішніх стін з 1, м²:

$$F_1 = A_{nn} H_{cm} - F_{\text{вік}}, \quad (3.9)$$

- для стіни, що орієнтовані на схід та захід, інші поверхи

$$F_{\text{ст1.1}} = 61,23 \cdot 2,8 - 81 = 90,44 \text{ м}^2$$

- для стіни, що орієнтовані на схід та захід, інші поверхи

$$F_{\text{ст1.2}} = 61,23 \cdot 21,56 - 648 = 672,12 \text{ м}^2$$

- для стіни, що орієнтовані на північ та південь, перший поверх

$$F_{\text{ст2.1}} = 26,23 \cdot 2,8 - 27 = 46,44 \text{ м}^2$$

- для стіни, що орієнтовані на північ та південь, інші поверхи

$$F_{\text{ст2.2}} = 26,23 \cdot 21,56 - 216 = 349,51 \text{ м}^2$$

3.1.10 Визначаємо площу перекриття, м :

$$F_{\text{пер}} = (a_1 + 0,5_1)(b_1 + 0,5_1) \quad (3.10)$$

$$F_{\text{пер}} = (60 + 0,5 \cdot 0,615) \cdot (25 + 0,5 \cdot 0,615) = 1526,23 \text{ м}^2$$

3.1.11 Розрахункова різниця температур, °C:

- якщо висота приміщення $H_{\text{п}} \leq 4$ м різниця температур, :

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о.}}, ^\circ\text{C} \quad (3.11)$$

$$\Delta t_1 = 20 - (-22) = 42 ^\circ\text{C}$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						24
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- якщо висота приміщення $H_{\text{п}} > 4$ м різниця температур по формулам (3.3) і (3.4)

$$t_{\text{зв}} = 20 + 0,7 \cdot (4 - 4) = 20,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_2 = \frac{20 + 20}{2} - (-22) = 42,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

3.1.12 Визначення теплових втрат через підлогу з 1.

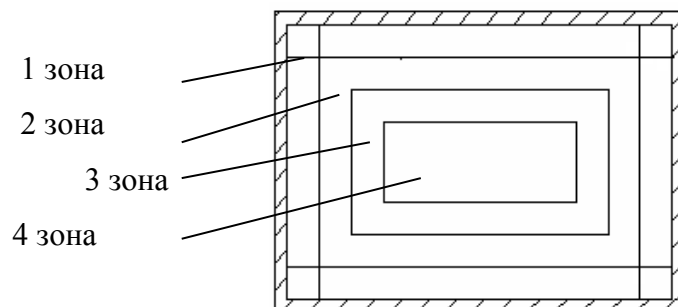


Рисунок 3.1 – Поділ площі підлоги на зони

За умовою розміри підлоги: 40×25 м, відповідно площі зон, м^2 :

$$F_1 = 324 \text{ м}^2$$

$$F_2 = 292 \text{ м}^2$$

$$F_3 = 268 \text{ м}^2$$

$$F_4 = 624 \text{ м}^2$$

Термічні опори теплопередачі деяких зон неутепленої підлоги з 1[1] складають, $(\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$:

- для 1 - ї зони - $r_1 = 2,15 (\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$
- для 2 - ї зони - $r_2 = 4,3 (\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$
- для 3 - ї зони - $r_3 = 8,6 (\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$
- для 4 - ї зони - $r_4 = 14,2 (\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$

Теплові втрати для підлоги розраховуються окремо до кожної зони відповідно, за формулою з 1[1], кВт:

$$Q = \frac{F_i}{r_i \cdot 1000} \cdot \Delta t_i, \quad (3.12)$$

$$Q_1 = \frac{324}{2,15 \cdot 1000} \cdot 42 = 6,33 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = \frac{292}{4,3 \cdot 1000} \cdot 42 = 2,85 \text{ кВт}$$

$$Q_3 = \frac{268}{8,6 \cdot 1000} \cdot 42 = 1,31 \text{ кВт}$$

$$Q_4 = \frac{624}{14,2 \cdot 1000} \cdot 42 = 1,85 \text{ кВт}$$

$$\Sigma Q = 6,33 + 2,85 + 1,31 + 1,85 = 12,34 \text{ кВт}$$

3.1.13 Втрати теплоти через зовнішні обгородження приміщення розраховуємо за формулою (3.2), при цьому коефіцієнт $n = 1$ для вертикальних зовнішніх стін і $n = 0,9$ для перекриття з горіщем.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 - Обчислення розрахунків втрат теплоти

Зовнішнє Обгород- ження	Орієнту- вання за сторо- нами світу	Поверхня обгород- ження $F_i, \text{ м}^2$	Розрахун- кова різ- ниця тем- ператур $\Delta t_i, ^\circ\text{C}$	Коефіцієнт теплопере- дачі K_i $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$	Втрати теплоти через обго- родження $Q_{\text{обг } i}, \text{ кВт}$	Додаткові втрати, %	Втрати теплоти, враховуючи додаткові , кВт
1	2	3	4	5	6	7	8
1-й поверх							
Зовнішня стіна	Пн	46,44	42	1,07	2,08	5	2,18
Зовнішня стіна	Пд	46,44	42	1,07	2,08	5	2,18
Зовнішня стіна	Зх	90,44	42	1,07	4,06	5	4,26
Зовнішня стіна	Сх	90,44	42	1,07	4,06	5	4,26
Вікна	Пн	27	42	2,94	3,33	5	3,5
Вікна	Пд	27	42	2,94	3,33	5	3,5
Вікна	Сх	81	42	2,94	10,00	5	10,5
Вікна	Зх	81	42	2,94	10,00	5	10,5
Двері	Сх	8	42	2,5	0,84	5	0,88
1	2	3	4	5	6	7	8
Інші поверхи							

Зовнішня стіна	Пн	349,51	42	1,07	15,70	5	16,48
Зовнішня стіна	Пд	349,51	42	1,07	15,70	5	16,48
Продовження таблиці 3.1							
Зовнішня стіна	Сх	672,12	42	1,07	30,21	5	31,72
1	2	3	4	5	6	7	8
Зовнішня стіна	Зх	672,12	42	1,07	30,21	5	31,72
Вікна	Пн	216	42	2,94	26,67	5	28
Вікна	Пд	216	42	2,94	26,67	5	28
Вікна	Сх	648	42	2,94	80,02	5	84,02
Вікна	Зх	648	42	2,94	80,02	5	84,02
Перекриття	-	1526,23	42	0,88	56,41	-	59,23
Підлога	-	-	42	-	7,55	-	7,93
Всього	429,36						

3.1.14 Витрати теплоти на підігрівання інфільтраційного повітря з [1], кВт:

$$Q_{inf} = \frac{1}{3600} \cdot F_n \cdot H_n \cdot (t_{вн} - t_{p.o.}) \cdot c_p \cdot \rho \cdot 10^{-3}, \text{ кВт} \quad (3.13)$$

де F_n - площа підлоги опалювальних приміщень в житлових будинках, м^2 ;

H_n - висота приміщення (але не більше 3,5 м), м;

$t_{вн}$ - температура повітря всередині приміщення, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{p.o.}$ - розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, $^{\circ}\text{C}$;

c_p - теплоємність повітря, $\text{кДж/кг}\cdot\text{K}$

ρ - густина повітря, кг/м^3 .

$$Q_{inf} = \frac{1}{3600} \cdot 1000 \cdot 3 \cdot (20 - (-22)) \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 1000 \cdot 10^{-3} = 146,6 \text{ кВт}$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ		Арк.
							27
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

3.1.15 Сумарні теплові втрати приміщенням, кВт, вираховуються за формулою (3.1), кВт:

$$Q_{втр.} = \sum Q_{обг.і} + Q_{інф.} = 429,36 + 146,6 = 576,0 \text{ кВт}$$

3.1.16 Річна витрата теплоти на опалення з 1[1], МДж/рік:

$$Q_0^{рік} = Q_0^{ср} \cdot n_0 \cdot 24 \cdot 3600 \quad (3.14)$$

$$Q_0^{рік} = 576,0 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3600 = 8,75 \cdot 10^6 \text{ МДж/рік.}$$

3.2 Розрахунок витрат теплоти на гаряче водопостачання

3.2.1 Розрахуємо імовірність працездатності водорозбірних приладів P з [1]:

$$P = \frac{g_{втр.год} \cdot U}{3600 \cdot g \cdot N}, \quad (3.15)$$

де $g_{втр.год}$ - норма витрати гарячої води одним споживачем за годину найбільшого водоспоживання, кг/год;

U - кількість жителів;

g - секундна витрата води водорозбірними приладами, кг/с;

N - загальна кількість водорозбірних приладів.

Секундна норма витрати g , кг/с:

$$g = g_m + g_d + g_{ум}, \quad (3.16)$$

де g_m - секундна витрата гарячої води змішувача мийки, кг/с;

g_d - секундна витрата гарячої води змішувача душу, кг/с;

$g_{ум}$ - секундна витрата гарячої води змішувача умивальника, кг/с.

$$g = 0,14 + 0,07 + 0,1 = 0,31 \text{ кг/с.}$$

Кількість водорозбірних приладів розраховується виходячи з кількості квартир на будинок N , шт з [1]:

$$N = N_{бл} N_{пов} n_{бл}, \quad (3.17)$$

де $N_{кв}$ - кількість квартир на одному поверсі будинку $N_{кв} = 36$;

$N_{пов}$ - кількість поверхів $N_{пов} = 9$;

$n_{бл}$ - кількість водорозбірних приладів на 1 квартиру $n_{бл} = 3$.

Тоді:

$$N = 36 \cdot 9 \cdot 3 = 972 \text{ шт.}$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						28
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виходячи з вище наведених розрахунків, імовірність працездатності водорозбірних приладів:

$$P = \frac{7,9 \cdot 2916}{3600 \cdot 0,31 \cdot 972} = 0,02.$$

3.2.2 Витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання $G_{\text{год}}$, кг/год:

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot g_{\text{д}} \cdot K_{\text{вит.д.}} \cdot \alpha_{\text{год}}, \quad (3.18)$$

де $K_{\text{вит.д.}}$ – коефіцієнт використання водорозбірного приладу, найбільш характерного у використанні, за годину найбільшого водоспоживання [4], приймаємо змішувач душа $K_{\text{вит.д.}} = 0,42$;

$\alpha_{\text{год}} = f(N; P)$ - безрозмірна величина, яка визначається по формулі 3.17.

$$N \cdot P_{\text{год}} = N \cdot \frac{P}{K_{\text{вит.ум.}}}, \quad (3.19)$$

$$N \cdot P_{\text{год}} = 972 \cdot \frac{0,02}{0,42} = 46,28.$$

За отриманим значенням відповідно до 1[4] знаходимо $\alpha_{\text{год}} = 6,5$, тоді

$$G_{\text{год}} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,42 \cdot 6,5 = 9828 \text{ кг/год.}$$

3.2.3 Максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання $Q_{\text{г.в.мак}}$, кВт з [1]:

$$Q_{\text{г.в.}}^{\text{мак}} = 1,163 \cdot G_{\text{год}} \cdot (t_{\text{г.сеп}} - t_{\text{х.з}}) + Q_{\text{п}} + Q_{\text{ц}}, \quad (3.20)$$

де $t_{\text{г.сеп}}$ - середня температура гарячої води, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{х.в.}}$ - температура холодної водопровідної води в холодний період, $^{\circ}\text{C}$;

$Q_{\text{п}} + Q_{\text{ц}}$ - витрати теплоти подавальними і циркуляційними трубопроводами ГВП, кВт.

$$Q_{\text{п}} + Q_{\text{ц}} = 0,05 \cdot Q_{\text{о}}, \quad (3.21)$$

$$Q_{\text{п}} + Q_{\text{ц}} = 0,05 \cdot 575,96 = 28,8 \text{ кВт.}$$

Середня температура гарячої води $t_{\text{г.сеп}}$, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{г.сеп}} = \frac{t_{\text{г}} + t_{\text{г.н.}}}{2}, \quad (3.22)$$

де $t_{\text{г.н.}}$ - температура гарячої води у водорозбірних приладах споживачів, $^{\circ}\text{C}$. Враховуючи

втрати, приймаємо $t_{\text{г.н.}} = 50^{\circ}\text{C}$, маємо $t_{\text{г.сеп}} = \frac{t_{\text{г}} + t_{\text{г.н.}}}{2} = \frac{60 + 50}{2} = 55^{\circ}\text{C}$.

Тоді, максимальна витрата теплоти на гаряче водопостачання

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						29
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\text{г.в.}}^{\text{max}} = (1,163 \cdot 9828 \cdot (55 - 5)) + 28880 = 600,3 \text{ кВт}$$

3.2.4 Середню витрату теплоти на ГВП будемо розраховувати за збільшеними показниками [1], згідно яких:

$$Q_{\text{ГВПсер}} = Q_{\text{ГВПmax}} / (2 \dots 2,4), \quad (3.23)$$

$$Q_{\text{ГВПсер}} = 600,378 / 2 = 300,2 \text{ кВт.}$$

3.2.5 Середньодобова витрата теплоти на ГВП в літній період $Q_{\text{г.в.}}^{\text{л.сер}}$, кВт з [1]:

$$Q_{\text{г.в.}}^{\text{л.сер}} = Q_{\text{г.в.}}^{\text{сер}} \cdot \frac{55 - t_{\text{х.л.}}}{55 - t_{\text{х.з.}}} \cdot \beta, \quad (3.24)$$

де $t_{\text{х.л.}}$ – температура холодної води в літній період, $t_{\text{х.л.}} = 15^\circ\text{C}$;

$t_{\text{х.з.}}$ – температура холодної води в опалювальний період, $t_{\text{х.з.}} = 5^\circ\text{C}$;

β – коефіцієнт, який враховує зниження середньої витрати води на гаряче водопостачання, $\beta = 0,8$ (з [1]).

$$Q_{\text{г.в.}}^{\text{л.сер}} = 300200 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 0,8 = 192,1 \text{ кВт}$$

3.2.6 Річна витрата теплоти $Q_{\text{г.в.}}^{\text{рік}}$, МДж/рік

$$Q_{\text{г.в.}}^{\text{рік}} = [Q_{\text{г.в.}}^{\text{сп}} \cdot n_o + Q_{\text{г.в.}}^{\text{сп.л}} (350 - n_o)] \cdot 24 \cdot 3600, \quad (3.25)$$

$$Q_{\text{г.в.}}^{\text{рік}} = [300200 \cdot 176 + 192100 \cdot (350 - 176)] \cdot 24 \cdot 3600 = 2888 \cdot 10^3 \text{ МДж/рік}$$

Висновки до розділу 3 дані у таблицях 3.2 і 3.3.

Результати розрахунків зводимо у таблиці.

Таблиця 3.2 – Максимальні витрати теплоти, кВт

Навантаження	Позначення	Значення величини
1. Витрати теплоти на опалення	Q_0	576,0
2. Витрата теплоти на ГВП		
- за опалювальний період	$Q_{\text{г.в.}}^{\text{сп}}$	300,2
- максимальна	$Q_{\text{г.в.}}^{\text{max}}$	600,3
- за літній період	$Q_{\text{г.в.}}^{\text{сп.л}}$	192,1
Сумарна витрата	Q_{Σ}	1176,3

Таблиця 3.3 – Річні витрати теплоти, МДж/рік

Навантаження	Позначення	Значення величини
1.Річна витрата теплоти на опалення	$Q_0^{рік}$	$8,75 \cdot 10^6$
2.Річна витрата теплоти на ГВП	$Q_{г.в}^{рік}$	$2,89 \cdot 10^6$
Сумарна витрата	$Q_{\Sigma рік}$	$11,64 \cdot 10^6$

4 ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ТЕПЛОТИ ВІД КАНАЛІЗАЦІЙНИХ СТОКІВ

4.1 Розрахуємо для початку кількість теплоти від каналізаційних стоків за [2], кВт:

$$Q = G \cdot c \cdot \Delta t \quad (4.1)$$

де G - витрата води каналізаційних стоків, кг/с;

c – теплоємність води ($c = 4,19$ кДж/кг·К);

Δt - різниця температур, °С.

4.2 Кожен споживач у будинку використовує (за розпорядженням виконавчого органу Київської міської ради від 16 червня 2015 року), кг/с:

$$G = 250 \text{ л/добу} = 2,88 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 2,88 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

4.3 В парадному близько 36 квартир. Тоді всього квартир:

$$36 \times 9 = 324 \text{ квартири.}$$

4.4 Кількість стоків дорівнює кількості квартир, тобто 324 стоки.

4.5 Враховуючи, що в одній квартирі від 3 до 5 мешканців, беремо середню цифру в 4 мешканця. Всього мешканців тоді буде:

$$4 \times 324 = 2916 \text{ мешканців.}$$

4.6 Тоді повна витрата у всьому домі дорівнює, кг/с:

$$G = 2,88 \cdot 10^{-3} \cdot 2916 = 8,4 \text{ кг/с}$$

4.7 Задаємо температурний режим:

$$t_{\text{вх}} = 30^\circ \text{C}$$

$$t_{\text{вих}} = 25^\circ \text{C}$$

4.8 Знаходимо кількість теплоти каналізаційних стоків з (4.1), кВт:

$$Q = G \cdot c \cdot \Delta t$$

$$Q = G \cdot c \cdot \Delta t = 8,4 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 5 = 176 \text{ кВт}$$

4.9 Знаходимо W з рівняння нерозривності за [1], м/с:

$$G = \rho \cdot w \cdot f \quad (4.2)$$

$$W = \frac{4 \cdot G}{\rho \cdot \pi \cdot D_{\text{бет.труби}}^2} \quad (4.3)$$

$$W = \frac{4 \cdot 8,4}{1000 \cdot 3,14 \cdot 0,4^2} = 0,06 \text{ м/с}$$

де ρ - густина води стоків дорівнює $\rho = 1000$ кг/м³;

де G - витрата води каналізаційних стоків, кг/с;

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						32
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

D – діаметр бетонної труби, м.

4.10 Знаходимо Re за [1]:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu_p} \quad (4.4)$$

При $t_c=20\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\nu_c = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

При $t_p=30\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\nu_p = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Re = \frac{0,06 \cdot 0,4}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 29814$$

$Re > 10^4$ - турбулентний режим.

4.11 Для вимушеної конвекції руху води у каналізаційній трубі при турбулентній течії:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_n \quad (4.5)$$

$$\text{де } \varepsilon_l = f\left(\frac{l}{d}\right) = f\left(\frac{2500}{400}\right) = f(6,5) = 1,1 - \text{поправка на початкову ділянку стабілізації}$$

потoku;

$$\varepsilon_r = 1 + 1,77 \cdot \frac{d}{R} = 1 - \text{для прямих труб } \frac{d}{R} = 1;$$

$\varepsilon_n = 1$ - поправка Алабовського

$$Pr_p = 5,42$$

$$Pr_c = 7,02$$

$$Nu = 0,021 \cdot 29814^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} \cdot \left(\frac{5,42}{7,02} \right)^{0,25} \cdot 1,1 = 170$$

4.12 Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі при конвективному режимі руху у трубі α з формули, Вт/м²К:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (4.6)$$

звідси

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (4.7)$$

$$\lambda = 61,8 \cdot 10^{-2}$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						33
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha = \frac{170 \cdot 61,8 \cdot 10^{-2}}{0,4} = 262,6 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

4.13 Тоді кількість теплоти, що надходить з каналізаційних стоків знайдеться як з [2], кВт:

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t \quad (4.8)$$

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t = 262,6 \cdot 0,125 \cdot 5 = 164,2 \text{ кВт}$$

$$\text{де } F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,4^2}{4} = 0,125 \text{ м}^2$$

$$4.14 \text{ Похибка } \frac{(164,2 - 176)}{176} \cdot 100 = 6,7 \%$$

Висновок до 4 розділу:

Отже, сумарні витрати теплоти на опалення і ГВП будуть меншими у зв'язку з утилізацією теплоти каналізаційних стоків і будуть становити

$$Q_{\Sigma} - Q_{к.с.} = 1380 - 176 = 1204 \text{ кВт}$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						34
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 УТИЛІЗАЦІЙНИЙ ТЕПЛООБМІННИК

5.1 Опис конструкції утилізаційного теплообмінника

Утилізаційний теплообмінник являє собою поліетиленову трубу, діаметром 26 мм, яка залита в бетонну трубу або намотана на бетонну трубу каналізаційних стоків, по всій її довжині витками і виконує роль зміювика.

Кінці цієї поліетиленової труби виведені на зовнішню бічну поверхню бетонної труби та закриті технологічними заглушками, що забезпечує можливість утилізувати тепло від каналізаційних стоків до теплового насоса, в системі якого тече фреон, і що своєю чергою зменшує витрати теплоти на опалення і ГВП.

Сама ж залізобетонна труба є аналогом залізобетонної труби для каналізаційних колекторів, що містять стінки, замки для стикових сусідніх труб. Це дає змогу зменшити втрати в навколишнє середовище і дає перевагу над іншими аналогами.

Цей теплообмінник застосовується в теплоенергетиці і дає змогу транспортувати воду та агресивні рідини.

Ця модель запатентована Барабашем П.О., Леонтьєвим Г.Г. і Поліщук В.В. 25.09.2012 року і використана в магістерській роботі з дозволу Барабаша П.О.

5.2 Розрахунок утилізаційного теплообмінника

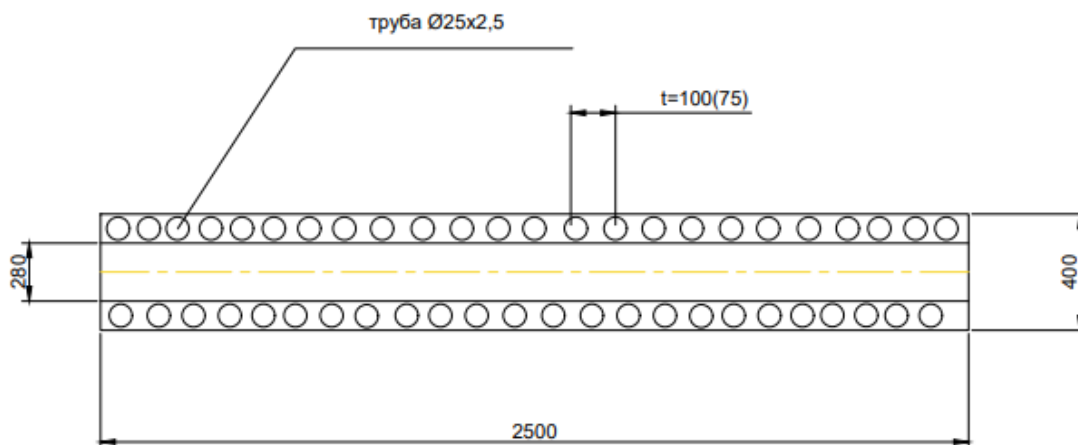


Рисунок 5.1 Загальний вигляд труби і бетонної стінки

1 варіант. Визначити довжину труби Ø26 мм, залиту в бетонну стінку.

Вибираємо металопластикову трубу діаметром $D_u = 26$ мм. Товщина стінки $\delta = 3$ мм. Довжина цієї труби $l = 60$ мм. Максимальний тиск $P_{max} = 10$ бар.

Максимальна температура $t = 95$ °C.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						35
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

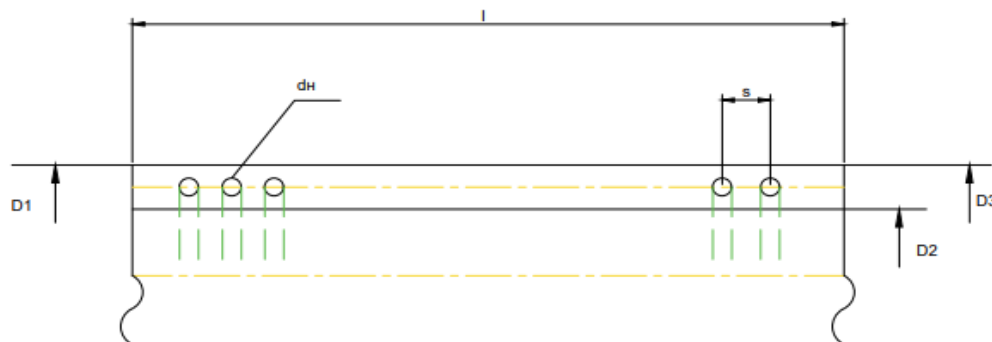


Рисунок 5.2 Труба, що залита в бетонну стінку.

1.1 Довжина 1 витка, мм:

$$l_1 = \pi \cdot D_1 \quad (5.1)$$

$$l_1 = 3,14 \cdot 340 = 1067,6 \text{ мм}$$

$$D_1 = \frac{D_3 - D_2}{2} + D_2 \quad (5.2)$$

$$D_1 = \frac{400 - 280}{2} + 280 = 340 \text{ мм}$$

1.2 Кількість витків:

$$n = \frac{l}{s} \quad (5.3)$$

$$n = \frac{2500}{100} = 25 \text{ витків}$$

1.3 Загальна довжина труби діаметром d_n , мм:

$$L_{\text{труби}} = n \cdot l_1 = n \cdot \pi \cdot D_1 \quad (5.4)$$

$$L_{\text{труби}} = n \cdot \pi \cdot D_1 = 25 \cdot 3,14 \cdot 340 = 26690 \text{ мм}$$

1.4 Площа поверхні (внутрішньої) труби діаметром d_n , мм:

$$F_m = \pi \cdot d_n^{6H} \cdot L_{\text{труби}} \quad (5.5)$$

$$F_m = 3,14 \cdot 26 \cdot 26690 \cdot 10^{-6} = 2,18 \text{ м}^2$$

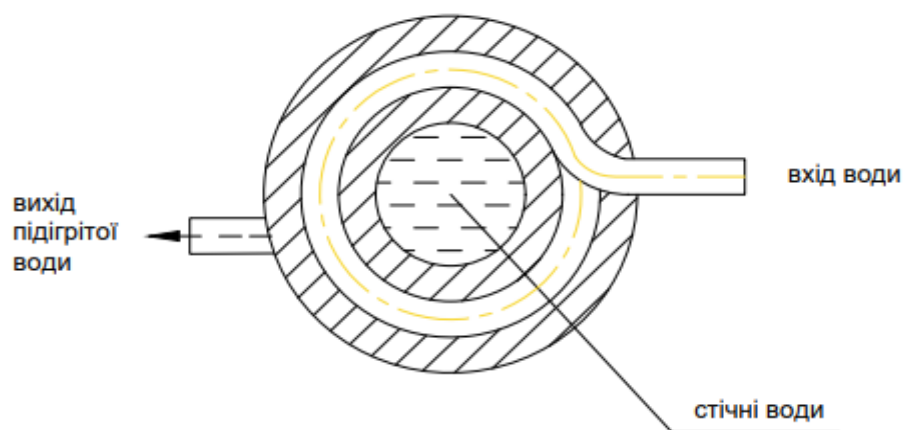


Рисунок 5.3 Стічні води, що віддають теплоту до води

2 варіант. Трубу Ø26 мм намотати на бетонну трубу зверху. Порахувати довжину труби.

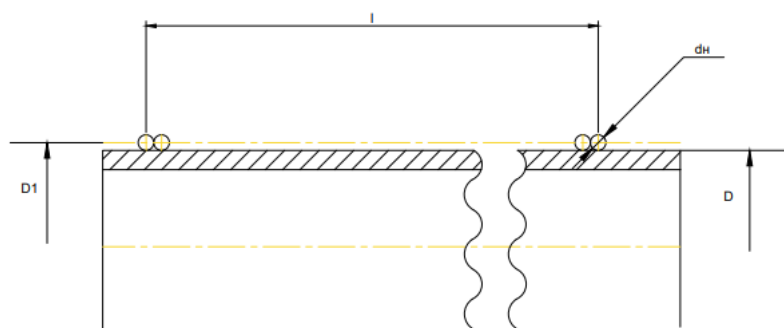


Рисунок 5.4 Труба, намотання на бетонну стінку

2.1 Довжина 1 витка, мм:

$$l_1 = \pi \cdot D1 \quad (5.6)$$

$$l_1 = 3,14 \cdot 413 = 1296,8 \text{ мм}$$

$$D1 = D + 0,5 \cdot d_n \quad (5.7)$$

$$D1 = D + 0,5 \cdot d_n = 400 + 0,5 \cdot 26 = 413 \text{ мм}$$

2.2 Кількість витків:

$$n = \frac{l}{s} \quad (5.8)$$

$$n = \frac{2500}{26} = 96,15 = 97 \text{ витків}$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						37
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Загальна довжина труби діаметром d_n , мм:

$$L_{труби} = n \cdot l_1 = n \cdot \pi \cdot D_1 \quad (5.9)$$

$$L_{труби} = n \cdot \pi \cdot D_1 = 97 \cdot 3,14 \cdot 413 = 125789,6 \text{ мм}$$

2.4 Площа поверхні (внутрішньої) труби діаметром d_n , мм:

$$F_m = \pi \cdot d_n^{6H} \cdot L_{труби} \quad (5.10)$$

$$F_m = 3,14 \cdot 26 \cdot 125789,6 \cdot 10^{-6} = 10,27 \text{ м}^2$$

Висновок до розділу 5:

Отже з розрахунків бачимо, що найкращим варіантом буде, якщо використаємо трубу, намотану на бетонну стінку зверху, бо площа поверхні внутрішньої поверхні цієї труби буде в 4,7 разів більшою за площу поверхні труби, залиту в бетонну стінку, а отже і коефіцієнт теплопередачі буде більше.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						38
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 РОЗРАХУНОК ПІДГРІВАЧА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

6.1 Опис конструкції теплообмінника

В якості підігрівача системи опалення був вибраний пластинчатий теплообмінник. Основним елементом теплообмінника є теплопередаючі пластини, виготовлених з корозійно - стійких сталей , методом холодного штамповки.

В робочому положенні пластини щільно прижаті одне до одної і утворюють щільні канали. На лицевій стороні кожної пластини в спеціальні канавки установлена гумова контурна прокладка, яка забезпечує непроникність каналів. Два з чотирьох щілин в пластині забезпечують підведення та відведення граючої середи або середи яку нагрівають до каналу. Два інших відтулин, додатково відгороджені малими контурами прокладки, які запобігають змішенню гріючої середи та середи, які нагрівають. Для попередження змішування середовищ у випадку прориву одного з малих обрисів прокладки передбачені дренажні заглиблення.

Просторова звивиста течія речовини в каналах сприяє турбулізації потоків, а протиток між середою яку нагрівають і гріючою сприяє зростанню температурного напору і, в результаті, посиленню теплообміну при дуже малих гідравлічних опорах. При цьому різко знижується утворення осаду на поверхні пластин.

Поверхня теплообміну пристроїв утворена металевими пластинами з гофрованою поверхнею, які об'єднані в пакунки. Робочі оточення рухаються між пластинами у каналах (каналах), які сформувались при наборі пластин. Вибір величини зазору підвладний забрудненням робочих середовищ та схильності середовищ до відкладень на стінках.

За способом збирання приладів та ступенем досяжності для механічного очищення і огляду поверхні пластин вирізняють розбірні, напіврозбірні та нерозбірні (зварні) пластинчасті теплообмінники.

У розбірних обладнань пластини у зборі відділена одна від одної гумовими прокладками. У напіврозбірних пристроїв дві приварені пластини утворюють блок. З таких блоків збирають необхідну теплообмінну поверхню. Ущільнення місць зв'язку окремих блоків відбувається гумовим прокладанням. У нерозбірних апаратів з'єднання пластин відбувається зварюванням. Спосіб збирання пластин окреслюється діапазоном робочих параметрів. Розбірні й напіврозбірні механізми вживають за таких умов: тиск $P \leq 1,6$ МПа, температура $-30^{\circ}\text{C} \leq t \leq 180^{\circ}\text{C}$. Зварні прилади можуть бути використані, якщо тиск робочих сфер $P \leq 4$ МПа, температура $-150^{\circ}\text{C} \leq t \leq 400^{\circ}\text{C}$.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						39
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Промисловість з виробництва теплообмінників виготовляє їх з поверхнею теплообміну однієї пластини $F_0=0,1; 0,2; 0,3; 0,5; 0,63; 0,8; 1 \text{ м}^2$. Труби для збору використовують безшовні із сталі 10 і 20.

Для мереж гарячої водопостачання повинні вживатися оцинковані сталеві труби, які повинні поєднуватися за допомогою електрозварювання під шаром флюсу. Всі зварні контакти повинні підлягати ультразвуковому нагляду. Обладнання на трубопроводах з D_y до 150 мм розміщується з ручним приводом, на більші діаметри встановлюється обладнання з ручним приводом через редуктор. На трубопроводах, якими прилучаються теплообмінники, колектори та системи підживлення ставляться повнопрохідні шарові крани, інші трубопроводи можуть встановлюватися неповно прохідними шаровими кранами. Труби і пристрої повинні бути вкриті тепловою ізоляцією з мінераловатних напівциліндрів, які після складання вкривають рулонним склопластиком.

Схему за якою рухаються теплоносії в теплообміннику приймаємо протиточну, тому що така схема є найбільш доцільною у випадку водо-водяних підігрівників.

Для теплообмінного апарату приймаємо пластини ALFA LAVAL типу 0,5M [4].

Таблиця 6.1 - Технічна характеристика пластини

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta_{\text{ст}}$, мм	1380 × 550 × 1
Поверхня теплообміну $F_{\text{пл}}$, м ²	0,5
Маса m , кг	5,6
Щілинні канали	
Хода гофрів s , мм	20,8
Висота гофрів h , мм	5
Кількість гофрів n_g , шт..	48
Еквівалентний діаметр каналу d_e , м	0,0096
Площа перерізу зазору $f_{\text{пл}}$, м ²	0,0024
Найбільший розпізнаваний діаметр штуцера $D_{\text{ш}}$, мм	150
Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{\text{ст}}$, Вт/м·К	22
Гідравлічний коефіцієнт c	15
Приведена довжина каналу $L_{\text{пр}}$, м	1,0

6.2 Початкові дані до розрахунку:

- загальне максимальне теплове навантаження на опалення $Q_0 = 576 \text{ кВт}$
- температура води у прямому трубопроводі $t_{\text{прям.1}} = 150^\circ \text{C}$;
- температура води зворотному трубопроводі $t_{\text{звор.1}} = 70^\circ \text{C}$;
- температура води у прямому трубопроводі системи опалення $t_{\text{прям.2}} = 90^\circ \text{C}$
- температура води у поворотному трубопроводі системи опалення $t_{\text{звор.2}} = 60^\circ \text{C}$

6.3 Тепловий розрахунок

6.3.1 Середньологарифмічна різниця температур, $^\circ\text{C}$:

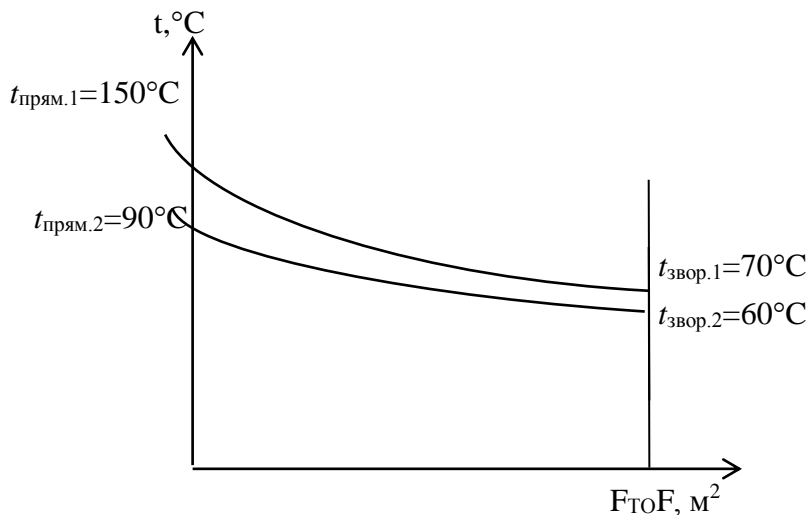


Рисунок 6.1-Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} \quad (6.1)$$

більша різниця температур, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_{\bar{o}} = 150 - 90 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

менша різниця температур, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_{\bar{m}} = 70 - 60 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

середньологарифмічна різниця температур, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta \bar{t} = \frac{60 - 10}{\ln \frac{60}{10}} = 12,7^\circ \text{C}$$

6.3.2 Середні температури та теплофізичні дані теплоносіїв у каналах теплообмінника, °C:

$$t_{cp1} = \frac{t_{прям1} + t_{звор1}}{2}; \quad (6.2)$$

$$t_{cp1} = \frac{150 + 70}{2} = 110^\circ C$$

По $t_{cp1} = 110^\circ C$ з [2] визначаємо теплофізичні дані:

$$\rho_1 = 951 \text{ кг/м}^3; Pr_1 = 1,6; \nu_1 = 0,272 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_1 = 68,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/мК}$$

$$t_{cp2} = \frac{t_{прям2} + t_{звор2}}{2}; \quad (6.3)$$

$$t_{cp2} = \frac{90 + 60}{2} = 75^\circ C$$

По $t_{cp2} = 75^\circ C$ з [2] знаходимо теплофізичні параметри:

$$\rho_2 = 974,8 \text{ кг/м}^3; Pr_2 = 2,38; \nu_2 = 0,39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 67,1 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/мК}$$

6.3.3 Температура стінки, °C:

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}; \quad (6.4)$$

$$t_c = \frac{110 + 75}{2} = 92,5^\circ C$$

По $t_c = 92,5^\circ C$ з [2] знаходимо теплофізичні параметри $Pr_c = 1,8$;

6.3.4 Витрати води у теплообміннику, кг/с:

$$G_{on} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{прям.} - t_{звор.})}; \quad (6.5)$$

$$G_{on1} = \frac{576}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 1,71 \text{ кг/с};$$

$$G_{on2} = \frac{576}{4,187 \cdot (90 - 60)} = 4,58 \text{ кг/с}.$$

6.3.5 Швидкість теплоносіїв у каналах, м/с:

Кількість каналів одного ходу затверджуємо $z_1 = z_2 = 5$.

$$W = \frac{G_{on}}{z \cdot f \cdot \rho} \quad (6.6)$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						42
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_1 = \frac{1,71}{5 \cdot 0,0024 \cdot 951} = 0,150 \text{ м/с};$$

$$W_2 = \frac{4,58}{5 \cdot 0,0024 \cdot 974,8} = 0,391 \text{ м/с}.$$

6.3.6 Температурний множник:

$$A = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}; \quad (6.7)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{68,5 \cdot 10^{-2}}{(0,272 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 1,6^{0,43} \left(\frac{1,6}{1,8} \right)^{0,25} = 7180;$$

$$A_2 = 0,1 \frac{67,1 \cdot 10^{-2}}{(0,39 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 2,38^{0,43} \left(\frac{2,38}{1,8} \right)^{0,25} = 6426.$$

6.3.7 Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²К:

$$\alpha = A \frac{W^{0,73}}{d_e^{0,27}}; \quad (6.8)$$

$$\alpha_1 = 7180 \frac{0,15^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 6302 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$\alpha_2 = 6426 \frac{0,391^{0,73}}{0,0096^{0,27}} = 11351 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

6.3.8 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²К:

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (6.9)$$

де β_1 - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі;

беру $\beta_1=0,92 \dots 0,95=0,93$,

R_3 - термічний опір забрудненого слою, приймаю $R_3=0,0002 \text{ м}^2\text{К/Вт}$.

$$k = \frac{0,94}{\frac{1}{6302} + \frac{1}{11351} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1910 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

6.3.9 Площа поверхні нагріву, м²:

$$F = \frac{Q_0}{\kappa \Delta t}; \quad (6.10)$$

$$F = \frac{576}{1910 \cdot 12,7} = 23,75 \text{ м}^2$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						43
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.3.10 Кількість теплопередаючих пластин підігрівача, шт.:

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}; \quad (6.11)$$

$$z_{nl} = \frac{23,75}{0,5} \approx 48 \text{ шт.}$$

6.3.11 Кількість ходів у теплообміннику, шт.:

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}; \quad (6.12)$$

$$x = \frac{48 - 1}{5 + 5} = 5 \text{ шт.}$$

6.3.12 Загальна кількість пластин, шт.:

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1; \quad (6.13)$$

$$z_{nl} = 5 \cdot 5 + 5 \cdot 5 + 1 = 51 \text{ шт.}$$

6.3.13 Сумарна площа підігріву теплообмінника, м²:

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl}; \quad (6.14)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot 51 = 25,5 \text{ м}^2.$$

6.4 Гідравлічний розрахунок

6.4.1 Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{W d_3}{\nu}; \quad (6.15)$$

$$Re_1 = \frac{0,15 \cdot 0,0096}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 5294;$$

$$Re_2 = \frac{0,391 \cdot 0,0096}{0,39 \cdot 10^{-6}} = 9625$$

6.4.2 Коефіцієнт гідравлічного тертя:

$$\lambda = \frac{c}{Re^{0,25}}; \quad (6.16)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{5294^{0,25}} = 1,75;$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{9625^{0,25}} = 1,51$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						44
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.4.3 Втрати тиску у каналах з мережної сторони, Па:

$$\Delta P = \lambda \frac{L_{np}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho \cdot W^2}{2}; \quad (6.17)$$

$$\Delta P_1 = 1,75 \frac{1,0}{0,0096} \times \frac{5 \times 951 \times 0,15^2}{2} = 9752 \text{ Па};$$

6.4.4 Втрати тиску у каналах із сторони води, яка підігрівається, Па:

$$\Delta P_2 = 1,51 \frac{1,0}{0,0096} \cdot \frac{5 \cdot 974,8 \cdot 0,391^2}{2} = 58602 \text{ Па}$$

6.5 Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв

6.5.1 Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія $W_{\max} = 1 \text{ м/с}$;

6.5.2 Патрубок для мережної води, м:

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}; \quad (6.18)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,71}{\pi \cdot 951 \cdot 1}} = 0,047 \text{ м}$$

Приймаємо $D_{on1} = 45 \text{ мм}$.

6.5.3 Патрубок для води внутрішньої системи опалення, м:

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}; \quad (6.19)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,58}{\pi \cdot 974,8 \cdot 1}} = 0,077 \text{ м}.$$

Приймаємо $D_{on2} = 76 \text{ мм}$.

6.6 Результати розрахунку теплообмінника системи опалення

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 6.2.

Принципову схему переміщення теплоносіїв та прилучання патрубків показано на рисунку 6.2

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						45
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.2- Характеристика теплообмінника системи опалення

Найменування величини	Позначення	Одиниця	Значення
1 Коефіцієнт тепло- передачі	K	Вт/м ² ·К	1910
2 Загальна поверхня теплообміну	F	м ²	23,75
3 Втрата тиску з мережної сторони	ΔP_1	Па	9752
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	ΔP_2	Па	58602
5 Кількість ходів	z	шт.	5
6 Кількість пластини	N	шт.	51
7 Діаметр патрубків мережної води	$D_{оп1}$	мм	45
8 Діаметр патрубків внутрішньої системи опалення	$D_{оп2}$	мм	76

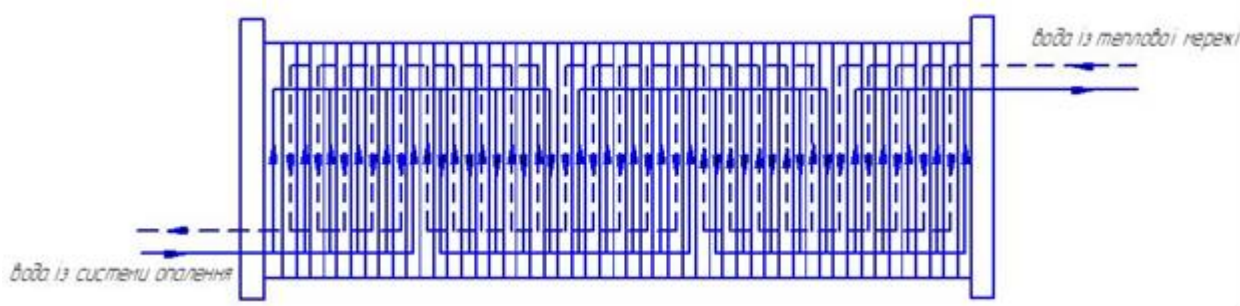


Рисунок 6.2 – Принципова схема теплообмінника системи опалення

Схема компоновки $Cx = \frac{5+5+5+5+5}{5+5+5+5+6}$

Висновок до розділу 6:

Підібрано теплообмінник системи на опалення: площа теплообмінної поверхні 5,5 м², кількість ходів – 5 шт., кількість пластин – 51 шт.

7 РОЗРАХУНОК ПІДГРІВАЧА ГВП

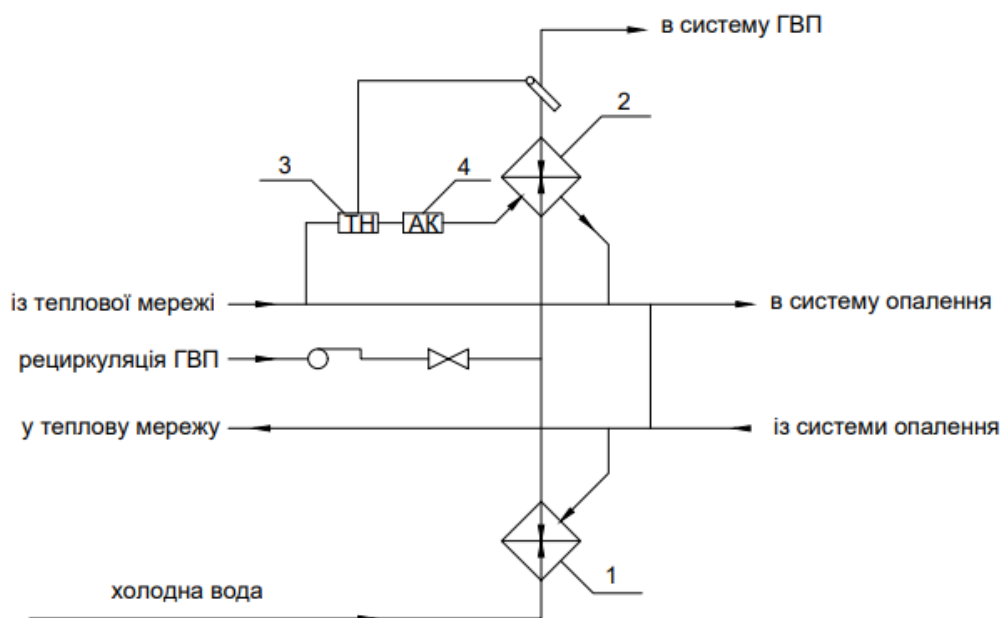
7.1 Вибір схеми підігрівача ГВП

Схему приєднання водопідігрівачів гарячого водопостачання в закритих системах теплопостачання вибираємо в залежності від співвідношення максимального потоку теплоти на гаряче водопостачання $Q_{\max, \text{гв}}$ і максимального потоку теплоти на опалення $Q_{o \max}$, кВт:

$$\frac{Q_{\max, \text{гв}}}{Q_{o \max}} = \frac{600,3}{1150} = 0,52;$$

$$0,2 < \frac{Q_{\max, \text{гв}}}{Q_{o \max}} = 0,52 < 1$$

Для забезпечення потреб тепла на ГВП вибирається двохступінчата схема показана на рисунку 7.1.



- 1 – перша ступінь підігрівача ГВП; 2 – друга ступінь підігрівача ГВП;
3 – тепловий насос; 4 – акумулятор теплоти ГВП.

Рисунок 7.1 – Схема підключення підігрівачів ГВП

7.1.1 Вихідні данні:

а) загальна максимальна теплова потужність на гаряче водопостачання

$$Q_{ген}^{max} = 600,3 \text{ кВт} ;$$

б) розрахункова температура води :

– у прямому трубопроводі теплової мережі $t_{прям.1}^p = 150^{\circ}\text{C}$;

– у зворотному трубопроводі теплової мережі $t_{звор.1}^p = 70^{\circ}\text{C}$.

7.1.2 Середня температура води в опалювальних приладах, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{он.ср}^p = \frac{t_{прям2}^p + t_{звор2}^p}{2} ; \quad (7.1)$$

$$t_{он.ср}^p = \frac{90 + 60}{2} = 75^{\circ}\text{C} .$$

7.1.3 Опалювальний коефіцієнт:

$$\phi_{он} = \frac{t_{прям1}^{min} - t_{вн} - \frac{0,4 \cdot n}{1 + n} (t_{он.ср}^p - t_{вн}^p)}{t_{прям1}^p - t_{вн}^p} , \quad (7.2)$$

де $t_{прям1}^{min} = 70^{\circ}\text{C}$ – мінімальна температура мережної води в точці зламу

температурного графіка ;

$t_{вн}^p = 20^{\circ}\text{C}$ – розрахункова температура повітря всередині приміщення;

$n = 0,32$ – коефіцієнт, який приймається при русі води в опалювальних пристроях зверху вниз,

$$\phi_{он} = \frac{70 - 20 - \frac{0,4 \cdot 0,32}{1 + 0,32} \cdot (75 - 20)}{150 - 20} = 0,310 .$$

7.1.4 Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_z^{3л} = t_{вн}^p - \phi_{он} (t_{вн}^p - t_{p.o}^p) , \quad (7.3)$$

де $t_{p.o}^p = - 22^{\circ}\text{C}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для опалення в холодний період, $^{\circ}\text{C}$.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						48
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_3^{3l} = 20 - 0,310 \cdot (20 + 22) = 6,36^\circ \text{C}.$$

7.1.5 Температура мережної води у зворотному трубопроводі, $^\circ\text{C}$:

$$t_{\text{звор.1}}^{\min} = t_{\text{прям.1}}^{\min} - \left(t_{\text{прям.1}}^p - t_{\text{звор.1}}^p \right) \frac{t_{\text{вн}}^p - t_3^{3l}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{п.о}}^p}, \quad (7.4)$$

$$t_{\text{звор.1}}^{\min} = 70 - (150 - 70) \frac{20 - 6,36}{20 + 22} = 44,0^\circ \text{C}.$$

7.1.6 Температура нагрітої води після першої ступені підігрівача, $^\circ\text{C}$:

$$t_n = t_{\text{звор.1}}^{\min} - \delta, \quad (7.5)$$

де δ – недогрів місцевої води, $\delta = 6 \dots 10^\circ\text{C}$, приймаємо $\delta = 8^\circ\text{C}$,

$$t_n = 44 - 8 = 36,0^\circ \text{C}.$$

7.1.7 Теплова потужність підігрівачів, кВт:

а) Теплова потужність першої ступені, кВт:

$$Q_1 = Q_{\text{звн}}^{\max} \frac{t_n - t_x}{t_{\text{звн}} - t_x}, \quad (7.6)$$

$$Q_1 = 600,3 \cdot \frac{36 - 5}{55 - 5} = 372,1 \text{ кВт},$$

б) Теплова потужність другої ступені, кВт:

1. Без урахування теплоти від каналізаційних вод (теплота конденсатора), кВт:

$$Q_2' = Q_{\text{звн}}^{\max} - Q_1; \quad (7.7 \text{ а})$$

$$Q_2' = (600,3 - 372,1) \cdot 10^3 = 228,2 \text{ кВт}.$$

2. З урахуванням теплоти конденсатора другої ступені, кВт:

$$Q_2 = Q_2' - Q_k; \quad (7.7 \text{ б})$$

					ТП 391мп 53 02 ПЗ	Арк.
						49
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_2' = (228,2 - 164,2) \cdot 10^3 = 64,0 \text{ кВт.}$$

7.1.8 Масова витрата гарячої води, кг/с:

$$G_3 = \frac{Q_1}{c_p \cdot (t_n - t_x)}, \quad (7.8)$$

$$G_3 = \frac{372,1 \cdot 10^3}{4,187 \cdot 10^3 \cdot (36 - 5)} = 2,86 \text{ кг/с.}$$

7.1.9 Витрата мережної води у другій ступені підігрівача гарячої води, кг/с:

$$G_2 = \frac{Q_2}{c_p (t_{\text{прям.1}}^{\min} - t_{\text{звор.1}}^{\min})}; \quad (7.9)$$

$$G_2 = \frac{64 \cdot 10^3}{4,187 \cdot 10^3 \cdot (70 - 44)} = 0,59 \text{ кг/с.}$$

7.1.10 Витрати теплоти на опалення при температурі зовнішнього повітря, що дорівнює температурі у точці зламу, кВт:

$$Q_o^{3л} = Q_o \frac{t_{\text{вн}}^p - t_3^{3л}}{t_{\text{вн}}^p - t_{\text{р.о}}}, \quad (7.10)$$

$$Q_o^{3л} = 576 \cdot 10^3 \cdot \frac{20 - 6,36}{20 + 22} = 187 \text{ кВт.}$$

7.1.11 Витрата мережної води на опалення у точці зламу, кг/с:

$$G_o^{3л} = \frac{Q_o^{3л}}{c_p (t_{\text{прям.1}}^{\min} - t_{\text{звор.1}}^{\min})}, \quad (7.11)$$

$$G_o^{3л} = \frac{187 \cdot 10^3}{4187 \cdot (150 - 44)} = 0,42 \text{ кг/с.}$$

7.1.12 Сумарна витрата мережної води на першу ступінь водонагрівача, кВт:

$$G_1 = \varphi(G_2 + G_o^{3л}), \quad (7.12)$$

					ТП 391мп 53 02 ПЗ	Арк.
						50
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\varphi = 0,85$ – коефіцієнт запасу, який враховує витрату мережної води, котра не попадає у першу ступінь водонагрівача,

$$G_{Г1} = 0,85 \cdot (0,59 + 0,42) = 0,85 \text{ кг/с.}$$

7.1.13 Температура мережної води на виході з першої ступені підігріву, °С:

$$t_2^I = t_{згор.1}^{\min} - \frac{Q_1}{c_p \cdot G_{Г1}}, \quad (7.13)$$

$$t_2^I = 44 - \frac{372,1}{4,187 \cdot 0,85} = 43,8 \text{ °С.}$$

7.2 Розрахунок першої ступені підігрівача ГВП

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,5Пр. [9].

7.2.1 Середньологарифмічна різниця температур, °С:

$$\Delta t^- = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}}, \quad (7.14)$$

де більша різниця температур, °С:

$$\Delta t_{\bar{o}} = 43,8 - 5 = 38,8 \text{ °С,}$$

а менша різниця температур, °С:

$$\Delta t_m = 44 - 36 = 8 \text{ °С.}$$

$$\Delta t^- = \frac{38,8 - 8}{\ln \frac{38,8}{8}} = 19,5 \text{ °С.}$$

На рисунку 7.2 показано графік зміни температури теплоносіїв.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						51
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

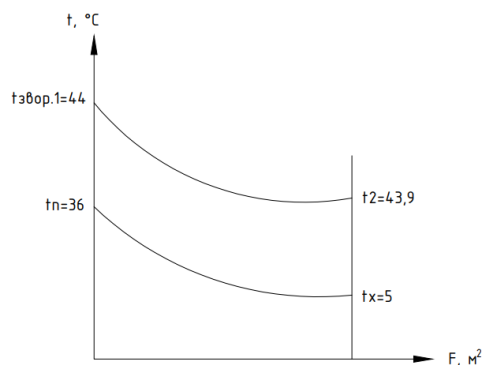


Рисунок 7.2 – Графік зміни температур теплоносіїв

7.2.2 Швидкість мережної води в каналі, м/с:

$$W_1 = \frac{G_{r1}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (7.15)$$

де ρ_1 – густина води, кг/м³ приймаємо з [3]:

$$\rho_1 = f\left(t_{cp1} = \frac{t_2'' + t_2'}{2} = \frac{44 + 43,8}{2} = 43,9^\circ C\right) = 990,6 \text{ кг/м}^3$$

де z_1 – кількість каналів в теплообміннику з гріючої сторони, приймаємо $z_1 = 2$ шт;

$$W_1 = \frac{0,86}{2 \cdot 0,0011 \cdot 990,6} = 0,39 \text{ м/с.}$$

7.2.3 Температурний множник:

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (7.16)$$

Приймаємо при $t_{cp1} = 43,9^\circ C$:

$$\text{Pr}_1 = 4,01, \quad \nu_1 = 0,618 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \quad \lambda_1 = 64,0 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)},$$

$$\text{Pr}_{cp} = f\left(t_{cp3} = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{43,9 + 20,5}{2} = 32,2^\circ C\right) = 5,17,$$

$$A_1 = 0,1 \cdot \frac{64,0 \cdot 10^{-2}}{(0,618 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 4,01^{0,43} \cdot \left(\frac{4,01}{5,17} \right)^{0,25} = 4351.$$

7.2.4 Коефіцієнт тепловіддачі від мережної води, Вт/м²К:

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (7.17)$$

$$\alpha_1 = 4351 \frac{0,39^{0,73}}{0,008^{0,27}} = 8058 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

7.2.5 Швидкість води в каналі, що нагрівається, м/с:

$$W_2 = \frac{G_H}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2}, \quad (7.18)$$

ρ_2 – густина води, кг/м³, приймаємо з [3]:

$$\rho_2 = f \left(t_{cp2} = \frac{t_x + t_n}{2} = \frac{5 + 36}{2} = 20,5^\circ \text{C} \right) = 998,1 \text{ кг/м}^3,$$

де z_2 – кількість каналів в теплообміннику зі сторони, що нагрівається, приймаємо $z_2 = z_1 = 2$ шт.;

$$W_2 = \frac{2,86}{2 \cdot 0,0011 \cdot 998,1} = 1,3 \text{ м/с.}$$

7.2.6 Температурний множник:

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (7.19)$$

Приймаємо згідно [11] по $t_{cp2} = 20,5^\circ \text{C}$:

$$\text{Pr}_2 = 6,94, \nu_2 = 0,995 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \lambda_1 = 59,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}, \text{Pr}_c = 5,17.$$

$$A_2 = 0,1 \cdot \frac{59,9 \cdot 10^{-2}}{(0,995 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 6,94^{0,43} \left(\frac{6,94}{5,17} \right)^{0,25} = 3576.$$

7.2.7 Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається, Вт/м²К:

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_s^{0,27}}, \quad (7.20)$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						53
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_2 = 3576 \frac{1,3^{0,73}}{0,008^{0,27}} = 15949 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

7.2.8 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²К:

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (7.21)$$

де β_1 – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; приймаємо $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,93$;

R_3 - термічний опір забрудненого слою, приймаємо $R_3 = 0,0002 \text{ м}^2\text{К/Вт}$.

$$K = \frac{0,93}{\frac{1}{8058} + \frac{1}{15949} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 2152 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

7.2.9 Площа поверхні теплообміну, м²:

$$F_1 = \frac{Q_1}{\kappa_1 \Delta t}, \quad (7.22)$$

$$F_1 = \frac{372,1 \cdot 10^3}{2152 \cdot 19,5} = 8,86 \text{ м}^2.$$

7.2.10 Кількість пластин підігрівача, які передають теплоту, шт.:

$$z_{nl} = \frac{F_1}{F_{nl}}, \quad (7.23)$$

$$z_{nl} = \frac{8,86}{0,3} = 29,5 = 30 \text{ шт.}$$

7.2.11 Кількість ходів у теплообміннику, шт.:

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (7.24)$$

$$x = \frac{30 - 1}{2 + 2} = 8 \text{ шт.}$$

7.2.12 Загальна кількість пластин, шт.:

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						54
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (7.25)$$

$$z_{nl} = 8 \cdot 2 + 8 \cdot 2 + 1 = 33 \text{ шт.}$$

7.2.13 Сумарна площа нагріву теплообмінника, m^2 :

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl}, \quad (7.26)$$

$$F_1 = 0,3 \cdot 33 = 9,9 \text{ м}^2.$$

7.2.14 Коефіцієнт гідравлічного тертя:

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{Re_1^{0,25}}, \quad (7.27)$$

де число Рейнольдса можна розрахувати за формулою 4.21:

$$Re_1 = \frac{W_1 d_2}{v_1},$$

$$Re_1 = \frac{0,39 \cdot 0,008}{0,618 \cdot 10^{-6}} = 5049.$$

$$\lambda_1 = \frac{19,3}{5049^{0,25}} = 2,29.$$

7.2.15 Втрата тиску у каналах теплообмінника з мережної сторони, Па:

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \cdot \frac{L_{np1}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (7.28)$$

$$\Delta P_1 = 2,29 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{8 \cdot 990,5 \cdot 0,39^2}{2} = 193220 \text{ Па.}$$

7.2.16 Коефіцієнт гідравлічного тертя:

$$\lambda_2 = \frac{c_2}{Re_2^{0,25}}, \quad (7.29)$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						55
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $c_2 = c_1 = 19,3$,

$$Re_2 = \frac{1,3 \cdot 0,008}{0,995 \cdot 10^{-6}} = 10452,$$

$$\lambda_2 = \frac{19,3}{10452^{0,25}} = 1,9$$

7.2.17 Втрата тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається, Па:

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np2}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (7.30)$$

$$\Delta P_2 = 1,9 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{7 \cdot 998,1 \cdot 1,3^2}{2} = 1794744 \text{ Па.}$$

7.2.18 Схема компоновки теплообмінного апарата

$$C_x \frac{2+2+2+2+2+2+2+2}{3+2+2+2+2+2+2+2}$$

Компоновка останніх двох ходів першої ступені підігрівача показана на рисунку 7.3.

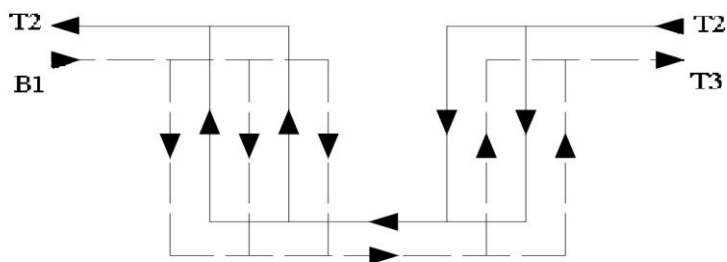


Рисунок 7.3 Схема компоновки двох останніх ходів першої ступені підігрівача
ГВП

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 7.1.

Таблиця 7.1 – Характеристики теплообмінника першої ступені підігріву

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² ·К)	2152
2. Загальна поверхня теплообміну	м ²	9,9
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	193220
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	1794744
5. Кількість ходів	шт.	8
6. Кількість пластин	шт.	33

7.3 Розрахунок другого ступеня підігрівача ГВП

7.3.1 Середня логарифмічна різниця температур, °C:

Графік зміни температури теплоносіїв приведений на рисунку 7.4.

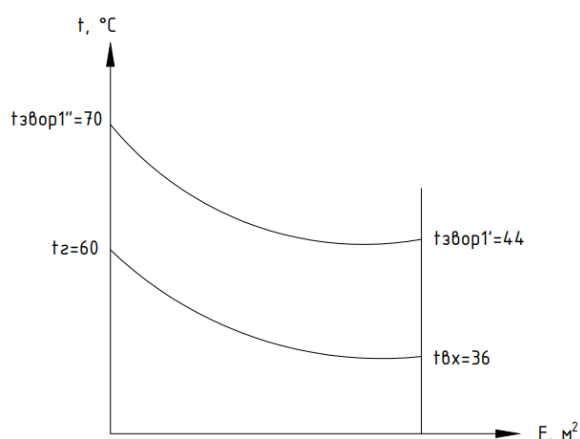


Рисунок 7.4 – Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_M}}, \quad (7.31)$$

– більша різниця температур °C:

$$\Delta t_{\bar{o}} = 70 - 60 = 10^\circ C,$$

– менша різниця температур °C:

$$\Delta t_M = 44 - 36 = 8^\circ C,$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{10 - 8}{\ln \frac{10}{8}} = 9^\circ C.$$

7.3.2 Швидкість мережної води в каналі, м/с:

$$W_1 = \frac{G_2}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (7.32)$$

ρ_1 – густина води, кг/м³, згідно [2] приймаємо:

$$\rho_1 = f \left(t_{cp1} = \frac{t_{прям.1} + t_{звор.1}}{2} = \frac{70 + 44}{2} = 57^\circ C \right) = 984,6 \text{ кг/м}^3,$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						58
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_1 = \frac{0,59}{1 \cdot 0,0011 \cdot 984,6} = 0,54 \text{ м/с.}$$

7.3.3 Температурний множник:

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (7.33)$$

приймаємо згідно [2] $t_{cp1} = 57^\circ\text{C}$:

$$\text{Pr}_1 = 3,15; \quad \nu_1 = 0,501 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, \quad \lambda_1 = 64,4 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)},$$

$$\text{Pr}_{cm} = f \left(t_{cp3} = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{57 + 48}{2} = 52,5^\circ\text{C} \right) = 3,467,$$

$$A_1 = 0,1 \cdot \frac{64,4 \cdot 10^{-2}}{(0,501 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 3,15^{0,43} \cdot \left(\frac{3,15}{3,4} \right)^{0,25} = 5033.$$

7.3.4 Коефіцієнт тепловіддачі від мережної води до стінки, Вт/м²К:

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (7.34)$$

$$\alpha_1 = 5033 \cdot \frac{0,54^{0,73}}{0,008^{0,27}} = 11821 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

7.3.5 Швидкість води в каналі, що нагрівається, м/с:

$$W_2 = \frac{G_3''}{z_2 \cdot f_1 \rho_2}; \quad (7.35)$$

ρ_2 – густина води, кг/м³, по таблиці [3] приймаємо:

$$\rho_2 = f \left(t_{cp2} = \frac{t_{II} + t_{I}}{2} = \frac{36 + 60}{2} = 48^\circ\text{C} \right) = 988,9 \text{ кг/м}^3,$$

z_2 – кількість каналів в теплообміннику зі сторони, що нагрівається, приймаємо $z_2 = z_1 = 1$ шт.,

$$W_2 = \frac{2,86}{1 \cdot 0,0011 \cdot 988,9} = 2,62 \text{ м/с.}$$

					ТП 391мп 53 02 ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

7.3.6 Температурний множник

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (7.36)$$

приймаємо згідно [11] по $t_{cp2} = 48^\circ\text{C}$:

$$\text{Pr}_2 = 3,69; \nu_2 = 0,576 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_2 = 64,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/мК},$$

$$A_2 = 0,1 \cdot \frac{64,5 \cdot 10^{-2}}{(0,576 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 3,69^{0,43} \cdot \left(\frac{3,69}{3,4} \right)^{0,25} = 4764.$$

7.3.7 Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається, Вт/м²К:

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_3^{0,27}}, \quad (7.37)$$

$$\alpha_2 = 4764 \cdot \frac{2,62^{0,73}}{0,008^{0,27}} = 35440 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

7.3.8 Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²К:

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (7.38)$$

де β_1 – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; приймаємо $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,93$,

R_3 - термічний опір забрудненого слою, приймаємо $R_3 = 0,0002 \text{ м}^2\text{К/Вт}$.

$$k = \frac{0,93}{\frac{1}{11881} + \frac{1}{35440} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 2596 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

7.3.9 Площа поверхні нагріву, м²:

$$F = \frac{Q_2}{\kappa \Delta t}, \quad (7.39)$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						60
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{64 \cdot 10^3}{2596 \cdot 9} = 2,74 \text{ м}^2.$$

7.3.10 Кількість пластин підігрівача, шт.:

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}, \quad (7.40)$$

$$z_{nl} = \frac{2,74}{0,3} = 9,13 = 10 \text{ шт.}$$

7.3.11 Кількість ходів у теплообміннику, шт.:

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (7.41)$$

$$x = \frac{10 - 1}{1 + 1} = 5 \text{ шт.}$$

7.3.12 Загальна кількість пластин, шт.:

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (7.42)$$

$$z_{nl} = 5 \cdot 1 + 5 \cdot 1 + 1 = 11 \text{ шт.}$$

7.3.13 Сумарна площа нагріву теплообмінника, м²:

$$F_2 = F_{nl} \cdot z_{nl}, \quad (7.43)$$

$$F_2 = 0,3 \cdot 11 = 3,3 \text{ м}^2.$$

7.3.14 Коефіцієнт гідравлічного тертя:

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (7.44)$$

де число Рейнольдса можна розрахувати по формулі:

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_2}{\nu_1}, \quad (7.45)$$

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						61
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{Re}_1 = \frac{0,54 \cdot 0,008}{0,501 \cdot 10^{-6}} = 8623,$$

$$\lambda_1 = \frac{19,3}{8623^{0,25}} = 2,0.$$

7.3.15 Втрати тиску у каналах з мережної сторони, Па:

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np1}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (7.46)$$

$$\Delta P_1 = 2,0 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{5 \cdot 984,6 \cdot 0,54^2}{2} = 200977 \text{ Па.}$$

7.3.16 Коефіцієнт гідравлічного тертя:

$$\lambda_2 = \frac{c_2}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (7.47)$$

де $c_2 = c_1 = 19,3$

$$\text{Re}_2 = \frac{2,62 \cdot 0,008}{0,576 \cdot 10^{-6}} = 36389,$$

$$\lambda_2 = \frac{19,3}{36389^{0,25}} = 1,4.$$

7.3.17 Втрати тиску у каналах зі сторони води, яка нагрівається, Па:

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np2}}{d_s} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (7.48)$$

$$\Delta P_2 = 1,4 \cdot \frac{1,12}{0,008} \cdot \frac{5 \cdot 988,9 \cdot 2,62^2}{2} = 3326221 \text{ Па.}$$

7.3.18 Схема компоновки теплообмінного апарата:

$$C_x \frac{1+1+1+1+1}{2+1+1+1+1}.$$

Схема компоновки останніх двох ходів другої ступені підігрівника ГВП на наведена на рисунку 7.5. Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 7.5.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						62
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

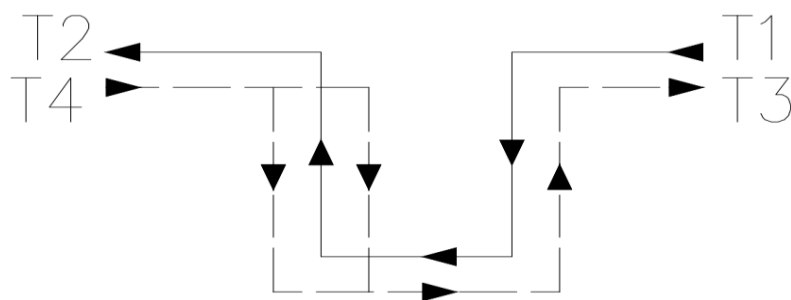


Рисунок 7.5 - Схема компоновки останніх двох ходів другої ступені підігрівника ГВП

Таблиця 7.5 – Характеристики другої ступені підігрівача ГВП

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/(м ² К)	2596
2. Загальна поверхня теплообміну	м ²	2,74
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	200977
4. Втрата тиску із сторони води, яка на нагрівається	Па	3326221
5. Кількість ходів	шт.	5
6. Кількість пластин	шт.	10

7.4 Висновки до розділу 7

1) Розраховано витрату теплоносія в точці зламу 0,55 кг/с та кількість теплоти для першої та другої ступені теплообмінника відповідно 170 кВт та 22,1 кВт.

2) Підібрано першу ступінь теплообмінника для потреб гарячого водопостачання: площа теплообмінної поверхні 5,1 м², кількість ходів – 4 шт., кількість пластин – 17 шт.

3) Підібрано другу ступінь теплообмінника для потреб гарячого водопостачання : площа теплообмінної поверхні 1,5 м², кількість ходів – 2 шт., кількість пластин – 5 шт

8 ВИБІР ТЕПЛОВОГО НАСОСУ ДЛЯ ПОПЕРЕДНЬОГО ПІДГРІВУ ВОДИ НА ГВП

8.1 Вибір акумулюючої ємності

Для вирівнювання різких змін теплових навантажень використовують природню акумулюючу здатність будівель і окремих елементів системи тепlopостачання (будівельні конструкції опалюваних будівель, трубопроводи теплових мереж), а також спеціальні теплові акумулятори , що встановлюються у абонентів або в окремих вузлах тепlopостачання.

Розрахункову ємність акумуляторів, для вирівнювання графіка теплового навантаження, можна визначити графічним методом [12].

Кутовий коефіцієнт інтегрального графіка подачі дорівнює середньогодинній подачі теплоносія:

$$tg(\alpha) = \frac{Q_{\text{сум}}}{24}, \quad (8.1)$$

де $Q_{\text{сум}}$ - добова витрата теплоносія.

Суть методу полягає в наступному. На основі добового графіку витрати теплоносія будується інтегральний графік витрати (рисунок 8.1). Кожна ордината інтегрального графіка витрати дорівнює сумарній витраті теплоносія від початку доби до моменту, що відповідає вказаній ординаті. Інтегральним графіком подачі при добовому вирівнюванні витрати теплоносія є пряма , що з'єднує початок координат з останньою ординатою добового інтегрального графіка.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						64
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

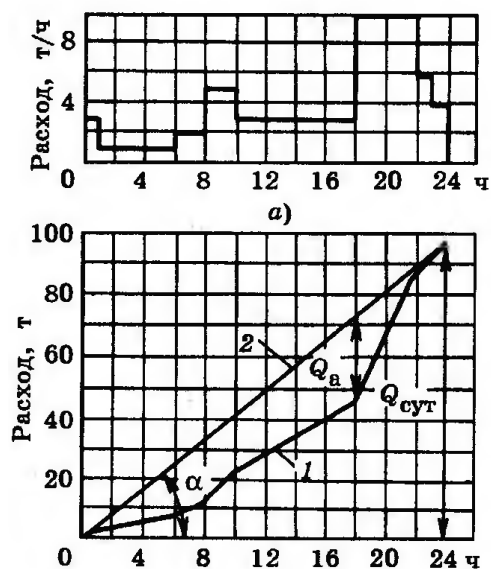


Рисунок 8.1 – Побудова інтегрального графіку

Ємність акумулятора Q_a , що необхідна, для вказаного вирівнювання навантажень, дорівнює максимальній різниці ординат інтегральних графіків подачі і витрати.

Акумулююча здатність акумуляторів гарячої води, кДж:

$$Q_a = G \cdot C_p \cdot (t_g - t_x), \quad (8.2)$$

де G - масова ємність акумулятора, кг;

C_p - теплоємність води, кДж/кгК;

t_g , t_x - температури гарячої води, що поступає із акумулятора теплоти в систему гарячого водопостачання і холодної водопровідної води, °С.

Враховуючи що теплоносій, що акумулюється має однакову температуру з гарячою водою в системі, побудуємо по наведених в методиці інтегральні графіки витрати і подачі та визначимо ємність акумуляторів гарячої води (рисунок 8.2).

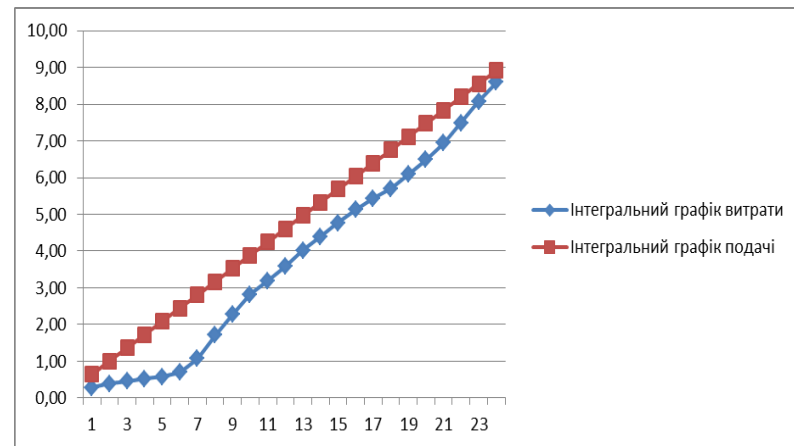


Рисунок 8.2 – Інтегральний графік споживання гарячої води

Для точності наведемо розрахунок в табличній формі (таблиця 8.1) .

Таблиця 8.1 – Розрахунок інтегральних витрат

Години	Витрата води на ГВП (м³)	Інтегральний графік витрати (м³)	Інтегральний графік подачі (м³)	Різниця
1	2	3	4	5
0	0,28	0,28	0,64	0,36
1	0,11	0,39	1,00	0,61
2	0,07	0,46	1,36	0,90
3	0,07	0,53	1,72	1,20
4	0,05	0,58	2,08	1,51
5	0,25	0,55	2,31	1,62
6	0,38	1,07	2,80	1,73
7	0,65	1,71	3,16	1,45
8	0,56	2,27	3,52	1,25
9	0,55	2,82	3,88	1,06
10	0,38	3,20	4,24	1,05
11	0,38	3,58	4,60	1,03
12	0,44	4,01	4,96	0,95
13	0,38	4,40	5,32	0,93
14	0,37	4,77	5,68	0,92

Продовження таблиці 8.1

Години	Витрата води на ГВП (м³)	Інтегральний графік витрати (м³)	Інтегральний графік подачі (м³)	Різниця
1	2	3	4	5
15	0,37	5,13	6,04	0,91
16	0,31	5,44	6,40	0,96
17	0,27	5,71	6,76	1,06
18	0,39	6,09	7,12	1,03
19	0,40	6,49	7,48	1,00
20	0,46	6,94	7,84	0,90
21	0,55	7,49	8,20	0,72
22	0,59	8,08	8,56	0,48
23	0,52	8,59	8,92	0,33

Найбільша різниця інтегральних графіків і буде відповідати сумарному об'єму акумуляторів. Для п'ятої година ця різниця складає 1,75 м³.

Будівля має 1 під'їзд. З урахуванням запасу приймаємо 2 акумуляючих баків, об'ємом 1 м³. Баки таких характеристик виготовляє болгарської фірми Tesy.

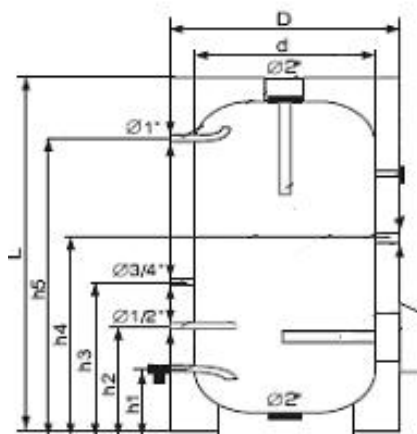


Рисунок 8.2 – Бак акумулятор Tesy EV1000

Параметри баку TESY EV1000:

$h_1 = 420$ мм, $h_2 = 650$ мм, $h_3 = 800$ мм, $h_4 = 1100$ мм, $h_5 = 1530$ мм, $L = 1940$ мм, $D = 1055$ мм,
 $m = 320$ кг.

8.2 Вибір холодильного агенту. Термодинамічний розрахунок теплового насосу

8.2.1 Вибір фреону здійснювався на основі тиску на лінії насичення при даній температурі 60°C в конденсаторі ТН. Сучасна компресійна техніка використовує наступні фреони R22, R134a, R407c, 410a. Нижче, в таблиці 8.2, наведені значення тиску на лінії насичення цих хладонів при температурі 60°C .

Таблиця 8.2 – Типи фреонів

Марка фреону	R22	R407c	410a	R134a
Тиск насичення, МПа, при $t=60^{\circ}\text{C}$	2,43	2-2,3	3,83	1,68

Видно, що фреон R134a – має найменший тиск при заданій температурі. Обираємо його, як робоче тіло теплового насосу.

R134a – не містить хлору. Сьогодні широко застосовується в холодильному обладнанні і кондиціюванні. Можливість використання обмежена для низьких температур кипіння (нижче – 6°C). Безпечний для озонового шару. З точки зору парникового ефекту рекомендовано використовувати в герметичних системах.

На рисунку 8.3 зображена P-h діаграма фреону 134a та показані лінії процесів, які проходять в теплому насосі. На рисунку 8.4 зображена схема тепло насосної установки.

8.2.2 В даній теплонасосній установці тепло відбирається від стічних вод. Температура води на вході у випарник теплоносія $t'_{TH} = 30^{\circ}\text{C}$, а на виході $t''_{TH} = 25^{\circ}\text{C}$. З урахуванням температурного напору у випарнику, приймаємо температуру кипіння фреону $t_o = 5^{\circ}\text{C}$. Враховуючи перегрів холодоагенту у трубах, його температуру на вході в компресор приймаємо $t_1 = 8^{\circ}\text{C}$.

За температурою насичення холодоагенту у випарнику $t_o = 5^{\circ}\text{C}$ знаходимо тиск холодоносія у випарнику, по P-h діаграмі:

$$P_o = P(T_o) = 354 \text{ кПа}.$$

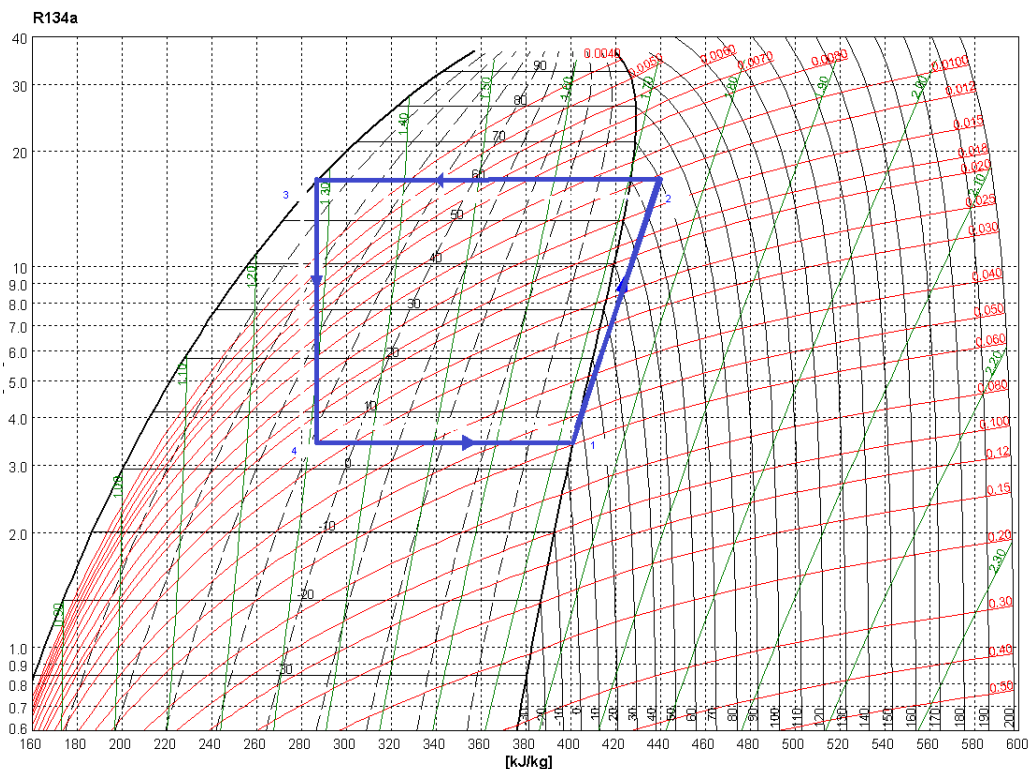


Рисунок 8.3 – P-h діаграма фреону R134a, з лініями процесу

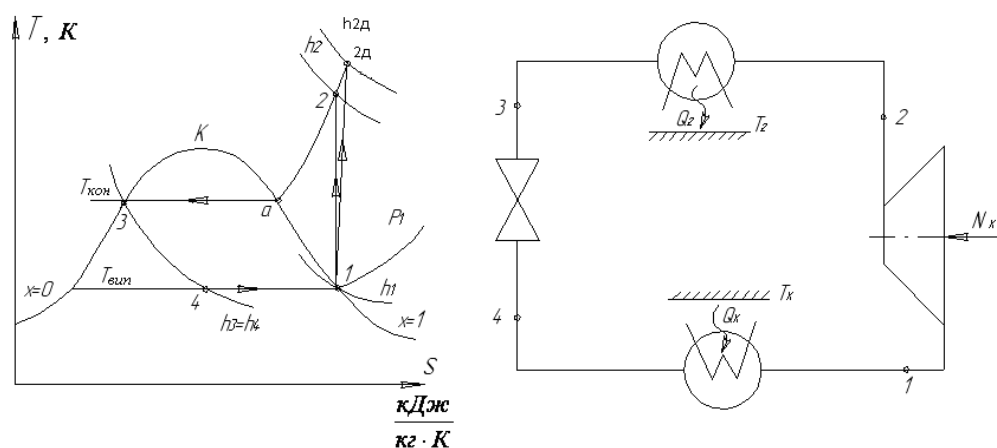


Рисунок 8.4 – Схема теплонасосної установки

За температурою $t_1 = 8^\circ\text{C}$ і тиску $P_1 = 354 \text{ кПа}$ знаходимо ентальпію в точці 1:

$$h_1 = 402 \text{ кДж/кг}$$

Для здійснення процесу тепловіддачі від холодоагента до води для ГВП, яка повинна мати температуру на виході з конденсатора не вище $t_{MB}'' = 36^\circ\text{C}$, приймаємо температуру насичення R 134a в конденсаторі $t_\kappa = 40^\circ\text{C}$.

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Тиск у конденсаторі при цьому:

$$P_K = P(T_{кон}) = 1682 \text{ кПа}.$$

На виході з конденсатору холодоагент переохолоджується в трубах на 2°C . По температурі на вході в дросельний вентиль $t_3 = 38^\circ\text{C}$ знаходимо ентальпію $h_3 = 283 \text{ кДж/кг}$.

Так як процес в дросельному вентилі ізоентальпний ($h = const$), то $h_4 = h_3 = 283 \text{ кДж/кг}$.

8.2.3 При теоретичному процесі стиснення ентальпію на виході з компресора визначаємо за P-h діаграмою: при $S_1 = S_2 = const$, $P_2 = 1682 \text{ кПа}$, $h_2 = 442 \text{ кДж/кг}$.

Ентальпію хладагенту при дійсному процесі стиснення визначаємо з умови, що по даним виробника $\eta_{oi} = 0,75$, $\eta_{oi} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2o} - h_1}$.

$$\text{Звідки } h_{2o} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{oi}} + h_1 = 442 \text{ кДж/кг}.$$

8.2.4 Питоме теплове навантаження в конденсаторі, кДж/кг:

$$q_K = h_2 - h_3, \quad (8.3)$$

$$q_K = 442 - 287,5 = 154,5 \text{ кДж/кг}.$$

8.2.5 Питоме теплове навантаження випарника, кДж/кг:

$$q_o = h_1 - h_4, \quad (8.4)$$

$$q_o = 402 - 283 = 119 \text{ кДж/кг}.$$

8.2.7 Масова витрата холодоагенту, кг/с:

$$m_a = \frac{Q_K}{q_K}, \quad (8.5)$$

де $Q_K = 163 \text{ кВт}$ – величина теплового навантаження конденсатора по програмі для вибору компресора ТН фірми-виготовлювача,

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						70
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$m_a = \frac{163}{154,5} = 0,91 \text{ кг/с.}$$

8.2.8 Потужність компресора, кВт:

$$N = m_a (h_2 - h_1), \quad (8.6)$$

$$N = 0,91 \cdot (442 - 402) = 35 \text{ кВт}$$

8.2.9 Коефіцієнт трансформації циклу:

$$\varphi = \frac{Q_\kappa}{N}, \quad (8.7)$$

$$\varphi = \frac{163}{35} = 4,6.$$

8.2.10 Реальний коефіцієнт трансформації, з урахуванням втрат енергії в компресорі:

$$\varphi_p = \frac{Q_\kappa}{N} \eta_\kappa, \quad (8.8)$$

$$\varphi = 4,6 \cdot 0,9 = 4,2.$$

8.2.11 Коефіцієнт трансформації ідеального циклу Карно:

$$\varphi_\kappa = \frac{T_z}{T_z - T_x} = \frac{(273 + t_z)}{(t_z - t_x)}, \quad (8.9)$$

$$\varphi_\kappa = \frac{(273 + 60)}{(34,9 - 5)} = 11,1.$$

$$\varphi < \varphi_\kappa.$$

Даний коефіцієнт трансформації досяжний.

8.2.12 Вибір компресора. За допомогою програми вибору компресорів фірми BITZER, на розраховані параметри обираємо компресор BITZER 4GE-20Y-40P з наступними параметрами. В таблицях 8.5 та 8.6 приведений підбір компресора в програмі.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						71
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблица 8.5 – Термодинамичні параметри BITZER 4GE-20Y-40P

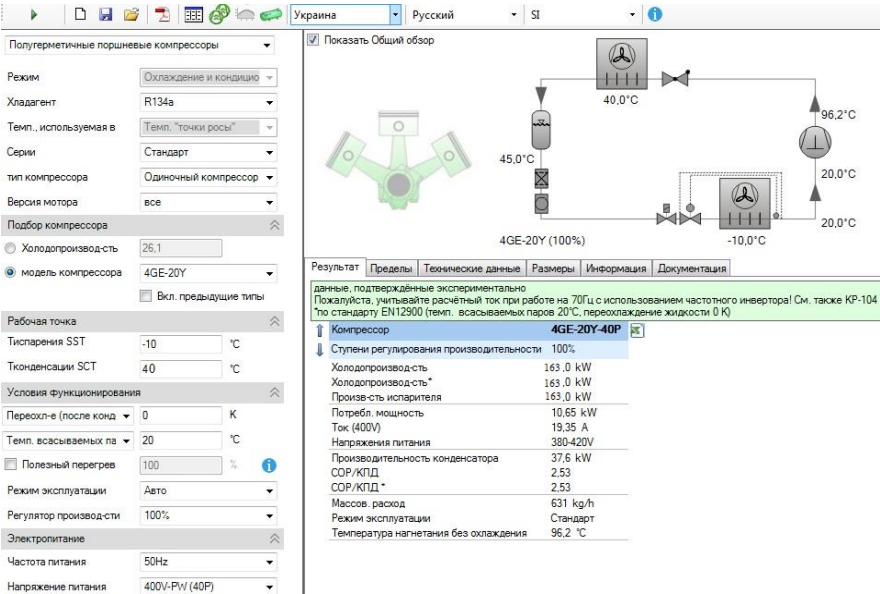


Таблица 8.6 – Технічні данні BITZER 4GE-20Y-40P

Результат	Пределы	Технические данные	Размеры	Информация	Документация
Технические данные			4GE-20Y		
Технические параметры					
Объемная произв-сть (1450 об/мин 50Гц)		84,5 m³/h			
Объемная произв-сть(1750 об/мин 60Гц)		101,98 m³/h			
Диапазон частот		25..70 Hz			
Число цилиндров x Диаметр x Ход поршня		4 x 75 mm x 55 mm			
Вес		192 kg			
Макс. избыточное давление (НД/ВД)		19 / 32 bar			
Присоединение линии всасывания		54 mm - 2 1/8"			
Присоединение линии нагнетания		28 mm - 1 1/8"			
Тип масла для R134a/R404A/R507A/R407A/R407C/R407F		BSE32(Standard) / R134a tc>70°C: BSE55 (Option)			
Параметры мотора					
Версия мотора		3			
Напряжение мотора (др. по запросу)		380-420V -50Hz			
Максимальный рабочий ток		25.9 A			
Максимальный рабочий ток 70Hz/400V/FI		38,1 A			
Соотношение обмоток		50/50			
Пусковой ток (ротор заблокирован)		97.0 A Y / 158.0 A YY			
Max. энергопотребление		16,0 kW			
Комплект поставки					
Защита мотора		SE-B2			
Класс защиты		IP54 (Standard), IP66 (Option)			
Антивибрационные демпферы		Standard			
Заправка масла		4,50 dm³			
Параметры масла					
Датчик температуры нагнетания		Option			
Стартовая разгрузка		Option			
Регулирование производительности		100-50% (Option)			

В якості конденсатора теплового насосу обираємо паяні теплообмінники компанії SWEP.

Вихідні дані для розрахунку конденсатора:


- Теплова потужність 163 кВт;
- Температура конденсації 40 °C ;
- Температура води, відповідно на вході і виході в

конденсатор 5 та 34,9 °C ;

- Фреон R134a;

Вибір здійснюємо за допомогою програми SSP 8. В таблиці 8.7 приведений скріншот результатів підбору програми.

Таблиця 8.7 – Підбір конденсатора

		<small>SWEP International AB Box 105, Hjalmar Branderings väg 5 SE-261 22 Landskrona, Sweden www.swep.se</small>	
КОНДЕНСАТОР - ПРИНТУТ НА СТАТЬЮ №. ТИП ТЕПЛООБМЕННИКА : B80Hx88/1P-NC-M (4x1 1/4"528U) Art No : 17521-088		SSP G7 - Дата : 2018-11-13	
Connection Data		F1 - ISO-G 1 1/4" AS SOLDER 28U (27) F2 - ISO-G 1 1/4" AS SOLDER 28U (27) F3 - ISO-G 1 1/4" AS SOLDER 28U (27) F4 - ISO-G 1 1/4" AS SOLDER 28U (27)	
Connection Locations		СТОРОНА 1: F1/F3 (In / Out) СТОРОНА 2: F4/F2 (In / Out)	
Рабочая среда, сторона 1 : R134A Рабочая среда, сторона 2 : Water Flow Type : Counter-Current			
Side 1 : Inner Circuit Side 2 : Outer Circuit			
SSP Alias : B80			
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ		СТОРОНА 1	
Передаваемая мощность	kW	163	
Температура на входе	°C	63,00	5,00
Температура конденсации	°C	40,00	34,9
Переохлаждение	K	5,00	
Температура на выходе	°C	35,00	40,00
Расход	kg/s	0,6567	1,716
Количество образовавшегося конденсата	kg/s	0,6567	
ТЕХНИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ		СТОРОНА 1	
Площадь нагрева	m²	12,04	
Тепловой поток	kW/m²	19,8	
Логарифм средней разности температур	K	11,79	
Коеф. теплопередачи (расч./требуемый)	W/m²,°C	1770/1680	
Потери напора	kPa	5,35	14,0
- в портах	kPa	-1,04	1,88
Рабочее давление, выходное	kPa	2100	
Количество каналов на один ход		42	43
Количество пластин		86	
Поправка на загрязнение	%	5	
Коефф. загрязнения	m²,°C/kW	0,028	
Диаметр порта	mm	33,0/33,0 (вертикально)	33,0/33,0 (вертикально)
Рекомендованный размер соединений, вход	mm	From 17,1 to 38,2	
Рекомендованный размер соединений, вых	mm	From 21,1 to 42,3	
Число Рейнольдса			355,0
Скорости в портах	m/s	6,67	1,96

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						73
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплообмінники серії B80 компанії SWEP мають наступні характеристики:

- Матеріал пластин - AISI 316
- Матеріал припою - Мідь
- Робочий діапазон тиску: 0 - 31 бар
- Діапазон температур: - 196 ... + 225 °C

8.3 Висновки до розділу 8

1) В результаті розрахунків у спеціалізованому програмному забезпеченні підібрано компресор BITZER 4GE-20Y-40P .

2) В результаті розрахунків у спеціалізованому програмному забезпеченні підібрано конденсатор теплового насосу Швецької фірми паяних теплообмінників SWEP B80x86 .

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						74
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9 РОЗРОБКА СТАРТАП - ПРОЕКТУ

9.1 Резюме проекту

Ідеєю проекту є створення виробництва з виготовлення модульних блоків індивідуальних теплових пунктів для цілей опалення, гарячого водопостачання та вентиляції. Модулі будуть використовуватися при побудові теплового пункту та забезпечать його компактність, можливість швидкого ремонту при аваріях та ввімкнення резервних систем, без перебоїв з теплопостачанням або гарячим водопостачанням для споживачів, простоту в експлуатації та обслуговуванні.

Для реалізації планується створення виробництва для збирання та наладки модулів, інженерно-конструкторського відділу для проектування та комплектації та відділу продажу для розповсюдження продукції до замовника.

Цільовою аудиторією проекту є будівельні компанії в сфері житлово-комунального сектору. Зараз будівельний ринок переживає друге народження в Україні. На даний момент, а саме станом на перше червня тільки в місті Києві будується близько сорока великих житлових комплексів. Хочеться зазначити, що кожен комплекс включає в себе 5 до 20 будинків, а кожен будинок повинен бути забезпечений власною системою опалення та гарячого водопостачання, а отже і мати при собі тепловий пункт.

Конкурентною перевагою нашого проекту є те, що ми плануємо використовувати останні досягнення в області проектування, виробництва та реалізації готової продукції. Проблемаю ринку модульних теплових пунктів є те, що всюди використовуються лише набуті за часи радянської епохи моделі виробництва, котрі можливо і були ефективні за часі планової економіки та не витримують конкуренції у сучасному світі.

Для реалізації проекту необхідно інвестувати 6 млн. грн., але більшість з цих коштів піде на закупівлю окремих деталей, котрі потім будуть включені в ціну готової продукції, а отже реальний прибуток виробництво буде приносити значно раніше. Загалом, період окупності проекту становить 1,08 роки.

Ціль даного проекту отримання прибутків від продажів готових виробів, в яких закладена ціна матеріалів, поточні витрати (заробітна плата, логістика та інше) та націнка від виробника.

Напрямок діяльності створюваного підприємства – виробництво модулів блочних теплових пунктів та використання їх під час будівництва сучасних житлових комплексів. Виробництво складається з комплектації блоків необхідної запірно-регулюючої

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						75
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

арматурою, контрольно-вимірними приладами, системою автоматизації та захисту, ізоляцією.

Для реалізації проекту планується створення нового виробництва, для чого передбачається монтування лінії з комплектації, зварювання, фарбування та пусконаладки блоків. Також планується створення робочої бригади для безпосереднього встановлення блоків на об'єкті та монтування допоміжних систем тепlopункту (вузлів виміру, запірної арматури тощо)

Виробництво засновано на використанні останніх досягнень в області проектування, що дозволить звести к мінімуму технічні несправності та робити технологічно якісні вироби, котрі будуть набагато надійнішими та ефективнішими за свої аналоги.

Проект ставить за мету оновлення та вдосконалення вже існуючих технологій виробництва, використання сучасних методів проектування (тривимірне моделювання, моделювання теплофізичних процесів), оптимізацію виробничої лінії та використання сучасного обладнання таких всесвітньо відомих виробників як: Willo, Danfoss, LDM.

9.2 Вид проекту за характером інновації

– Дослідницько-конструкторська робота полягає у виконання тривимірного моделювання готового продукту та усунення усіх можливих нестыковок та проблем на етапі конструювання.

– Дослідницько-технологічна робота полягає у підборі обладнання яке задовольнить кінцевого споживача, а саме дасть нам необхідну кількість теплоти на тепlopостачання та гаряче водопостачання та забезпечить безперебійність цього процесу

9.3 Спрямованість проекту

– випуск продукції, конкурентоспроможної на вітчизняному ринку є пріоритетним направленням цього проекту, а саме забезпечення мінімальної ціни, але при цьому надання гарантій щодо безперебійної роботи обладнання.

– оновлення вітчизняної технологічної бази допоможе правильно підібрати обладнання та сконструювати готовий продукт, що допоможе забезпечити його надійну роботу та зекономити на матеріалах (визначити необхідну мінімальну кількість матеріалів ще на етапі конструювання)

– збільшення обсягів виробництва за рахунок все більш зростаючого будівельного ринку та пошуку нових замовників

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						76
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- економія енергоресурсів: добре підібране обладнання для цілей опалення та гарячого водопостачання допоможе зекономити споживачам тепла значні кошти за рахунок своєї високої ефективності.
- економія матеріалів досягається за рахунок правильно спроектованого продукту
- поліпшення стану навколишнього середовища досягається за рахунок раціонального використання теплоти від ТЕС, АЕС, що впливає на екологію на територіях, які знаходяться біля цих станцій.

9.4 Основні бізнес-процеси проекту.

Висновки щодо реалізації основних бізнес процесів проекту приведені у таблиці 9.1

Таблиця 9.1 – Основні бізнес-процеси проекту

Група процесів	Бізнес-процес	Ступінь опрацювання бізнес-процесу	
		є реалізованим	буде реалізованим
Розробка продукції	розробка та конструювання продукції	+	
	розробка і конструювання процесу	+	
	технологічна підготовка виробництва		+
Вимоги споживачів	дослідження розвитку ринку	+	
	організація маркетингу і продажів		+
Виконання замовлень	забезпечення і матеріально-технічний збут		+
	планування і управління виробництвом	+	
	виробництво продукції		+

9.4.1 Цінності пропозиції та споживачі

- покращення задоволення існуючих потреб планується за рахунок створення ефективних систем теплопостачання будинків, наявності технічного обслуговування та забезпечення безперебійності подачі тепла
- здешевлення задоволення існуючих потреб за рахунок використання сучасних методів проектування, налагодження виробництва та використання комплектуючих за оптовими цінами
- формування та задоволення нових потреб, а саме за допомогою налагодженого виробництва та набутих навичок є можливість розширення виробничої лінії та покриття більшої кількості замовлень, також є можливість корегування проектів за потребами замовника.

9.4.2 Зміст ідеї проекту

В таблиці 9.2 приведені зміст ідеї проекту, сегмент споживачів та цінність даного прокту для них, напрямки застосуванн продукту.

Таблиця 9.2 – Зміст ідеї проекту

<i>Зміст ідеї</i>	<i>Напрямки застосування</i>	<i>Сегменти споживачів</i>	<i>Цінність для споживачів</i>
Створення виробничої лінії з конструювання модульних блочних теплових пунктів	1. Виробництво модулів для гарячого водопостачання, теплопостачання та підживлення системи теплопостачання.	Нішевий ринок	Комплектація теплових пунктів за допомогою модулів що дає змогу робити їх компактними а окремі частини
	2. Монтування блоків у спеціально виділених приміщеннях новобудов та обладнання теплового пункту регулюючими та вимірюючи ми пристроями	Нішевий ринок	Задоволення потреб теплопостачання при будівництві житлових комплексів та адміністративних споруд
	3. Надання послуг щодо обслуговування та ремонту елементів теплопункту	Нішевий ринок	Можливість швидкого усунення виникаючих перебоїв в роботі

9.4.3 Аналіз ідеї проекту

В таблиці 9.3 приведені порівняння продукції проекту з аналогічною продукцією конкурентів.

Таблиця 9.3 – Аналіз ідеї проекту

Техніко-економічні характеристики ідеї	Продукція конкурентів			S (сильна сторона)
	<i>Мій проект</i>	<i>Кон-т (німецькі виробники)</i>	<i>Аналог (ТОВ «Етна Трейд»)</i>	
Розташування	Близьке	Віддалене	Близьке	Відсутність проблем з транспортуванням
Характер поставок	Оптові поставки, прямі договори	Оптові посередницькі поставки	Оптові поставки, прямі договори	Вчасність поставок гарантується договором
Технічне обслуговування	Виконується спеціалістами, які займалися розробкою обладнання	Виконується найманими спеціалістам	Виконується спеціалістами, які займалися розробкою обладнання	Наявність спеціалістів
Ціна	130 тис. грн./блок	10 тис. євро/блок	200 тис. грн./блок	Ціна значно нижче ніж у конкурентів

9.4.4 Технологічний аудит ідеї проекту

В таблиці 9.4 визначені ідея проекту, технологія проекту та її доступність.

Таблиця 9.4 – Ідея та технології проекту

<i>Ідея проекту</i>	<i>Технології її реалізації</i>	<i>Наявність технологій</i>	<i>Доступність технологій</i>
Проектування за допомогою сучасних САПР	Використання сучасних методів проектування, наприклад САПР Autocad, Solid Works	Потрібне програмне забезпечення можна купити на відповідних сайтах компаній	Технологія є доступною всім бажаючим на відповідних сайтах компаній розробників програмного забезпечення
Конструювання блоків	Основні вимоги до технології конструювання закладені у відповідних ДБН	Технологі конструювання вже є визначеною	Доступ до відповідних ДБН може отримати кожен бажаючий відвідавши сайт державних будівельних норм України

9.4.5 Відносини між споживачами та каналами збуту

В проекті проаналізовано відносини між споживачами продукції та виявлені канали збуту. Результати представленні в таблиці 9.5

Таблиця 9.5 – Канали збуту продукції

<i>Сегмент споживачів</i>	<i>Особливості поведінки</i>	<i>Вимоги споживачів</i>	<i>Канали збуту</i>	<i>Інші аспекти взаємовідносин</i>
Будівельні компанії	Наявність інвесторів та початкових капіталовкладень, узгодження проектів зі всіма контролюючими органами	- близькість від основних транспортних вузлів - наявність спеціального приміщення для монтажу - наявність дозвільних документів для будівництва	- збут за допомогою тендерних або комерційних пропозицій споживачам	Потрібна комунікація з замовником для усунення всіх питань з приводу проектування та дозвільних документів

9.4.6 Обґрунтування ресурсів та витрат проекту

В таблицях 9.6 – 9.9 приведені обґрунтування ресурсів та витрат проекту

Таблиця 9.6 – Рівні цін на продукцію

Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на продукцію	Розрахункова ціна продукції
130 тис. грн./блок	130 тис. грн./блок	10-20 млн. грн./рік	50-150 тис. грн./блок	130 тис. грн./блок

Таблиця 9.7 – Аналіз потенціалу та потреби в продукції

Показник	Значення по роках				
	2018	2019	2020	2021	2022
Загальна потреба в продукції	11 бл./рік	12 бл./рік	13 бл./рік	14 бл./рік	16 бл./рік
Ціна одиниці продукції (грн/блок)	130 тис.	130 тис.	130 тис.	130тис.	130 тис.
Річні обсяги випуску в вартісних показниках (тис. грн.)	101300	102600	103500	104550	106410

Таблиця 9.8 – Розрахунок загальних початкових інвестиційних витрат

Назва етапу	Строки виконання	Обсяги фінансування, тис грн.
Придбання устаткування	3 місяці	2000
Організація діяльності та запуск проекту	5 місяців	2000
Витрати на управління	1 місяць	500
Початкові виробничі витрати	1 місяць	200
Інші витрати	-	100
Разом	12 місяців	4800

Таблиця 9.9 – Розрахунок загальних витрат на реалізацію проекту по роках

Показник	Значення по роках					Разом
	2018	2019	2020	2021	2022	
Інвестиційні витрати	6020	-	-	-	-	6020
Виробничі витрати	3000	5130	9250	10780	13480	44200
Обсяг загальних витрат, в тому числі за рахунок	6020	6130	6300	6460	7210	28450
– власних коштів	-	6130	6300	6460	7210	28450
– коштів інвестора	6020	-	-	-	-	3000

9.5 План робіт та партнери проекту

В таблиці 9.10 представлені потенційні партнери проекту.

Таблиця 9.10– Партнери проекту

<i>Бізнес-процес проекту</i>	<i>Термін виконання</i>	<i>Виконавець, співвиконавці</i>	<i>Результат</i>
Розробка та конструювання продукції	5 місяців	Спільні підприємства для запуску проектів	Розроблений вид продукції
Розробка і конструювання процесу		Спільні підприємства для запуску проектів	Розроблений процес виготовлення продукції
Технологічна підготовка виробництва		Спільні підприємства для запуску проектів	Підготовлене виробництво

9.6 Грошовий потік та економічна оцінка проекту

(ROI, Return On Investment) характеризує рівень грошового потоку, що припадає на одиницю інноваційних витрат і обчислюється за формулою [13]:

$$ROI = \sum_T D_t / I, \quad (9)$$

де D_t – надходження у відповідному періоді, I – разова інвестиція,

$$ROI = \frac{56240}{28450} = 2,13.$$

Якщо $ROI = 2,13 > 1$ – інноваційний проект доцільно прийняти. Чим більшим є значення цього показника, тим вищою є віддача кожної грошової одиниці, інвестованої в інноваційний проект. Критерій ROI використовують при виборі певного проекту із декількох альтернативних, у яких NPV приблизно однакові.

9.7 Висновки до розділу 9

За розглянутими пунктами можна побачити, що даний проект є прибутковим та швидкоокупним з великим потенціалом розширення. Для реалізації проекту необхідно інвестувати 6020 тис. грн. Період окупності інвестиційних відрахувань складає всього 1,01 років, індекс рентабельності інвестицій в проект за 5 років становить 2,13 одиниці, а рівень беззбитковості за проектом може бути досягнений у перший же рік введення проекту в дію. Даний ти виробництва не є новим для нашої країни, але маючи ефективні технології проектування, технічні можливості та постійно зростаючий ринок ми можемо бути впевнені в окупності даної ідеї. Так існує страхування на випадок збитковості проекту, а саме всі деталі, котрі складають основну частину інвестиції можуть бути продані іншим виробникам за ринковою ціною.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						84
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці — це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності [14].

За даними проекту графік у теплових мережах 150/70 °С, у системі гарячого водопостачання 55°С.

В даній роботі було вибрано наступне основне обладнання для ІТП:

- теплообмінний пластинчатий апарат для системи опалення;
- теплообмінний пластинчатий апарат для системи гарячого водопостачання;
- тепловий насос для рекуперації тепла стічних вод;
- циркуляційні та підживлювальні насоси систем;

При монтажі та експлуатації цього обладнання мають місце потенційно небезпечні фактори, які за певних умов можуть зашкодити здоров'ю персоналу теплового пункту. До таких факторів належать:

- підвищений рівень інфрачервоного випромінювання;
- недостатня або надмірна освітленість робочої зони;
- висока температура поверхонь обладнання;
- відносна вологість та велика швидкість руху повітря робочої зони;
- підвищена температура в приміщенні ІТП;
- напруга в електричній мережі, замикання якої може відбутися через тіло людини;
- виникнення небезпеки.

З метою виключення негативного впливу цих факторів на етапі проектування теплового пункту передбачені відповідні технічні заходи щодо захисту обслуговуючого технічного персоналу. Запропоновані технічні рішення та організаційні заходи, а саме з безпеки експлуатації технологічного обладнання теплового пункту, гігієнічних заходів та виробничої санітарії, а також з безпеки в надзвичайних ситуаціях.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						85
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10.1 Технічні рішення з безпеки експлуатації технологічного обладнання теплового пункту

10.1.1 Вимоги до обладнання теплового пункту

Компоновка основного та допоміжного обладнання в приміщенні теплового пункту виконано згідно з нормативним документом [9]:

1) Кожний водопідігрівач підігрівач відповідно до проекту оснащений штуцерами із запірною арматурою для випуску повітря і спуску води.

2) Проектом теплового пункту передбачена монтажна (ремонтна) площадка. Для здійснення ремонту невеликого обладнання та арматури передбачено верстак. Для ремонту важкого обладнання передбачено інвентарне підйомно-транспортне обладнання (талі та монорельси) - при масі вантажу від 1 кг до 1 т передбачені монорельси з ручними телями і кішками.

3) Розширювальний бак, який працює під тиском вище 0,07 МПа, обладнується показником тиску, запобіжним клапаном пружинного типу від підвищення тиску, який встановлюють на трубопроводі що підводить воду до баку. Запобіжне обладнання відрегульоване таким чином, що тиск у захисному елементі не перевищує розрахунковий більше ніж на 10%.

4) Розташування та кріплення трубопроводів усередині теплового пункту не перешкоджають вільному переміщенню експлуатаційного персоналу та підйомно-транспортного обладнання.

5) Не допускається розміщення арматури, дренажного обладнання, фланцевих та різьбових з'єднань у місцях прокладки трубопроводів над дверима та вікнами.

6) Трубопроводи системи опалення, ГВП і мережної води в межах тепло пункту прийняті з труб по ДСТУ 4581 - 4: 2006.

7) На вході теплових мереж у ТП передбачується стальна запірна арматура.

10.1.2 Електробезпека

Основними споживачами електроенергії в тепловому пункті є електродвигуни насосних установок та джерела штучного освітлення.

Тепловий пункт по небезпеці електротравматизму відноситься до 3 категорії як «особливо небезпечне приміщення». В приміщенні ТП присутні наступні фактори електронебезпеки: підвищена вологість повітря, в приміщенні присутня струмопровідна підлога, існує можливість одночасного дотику людини до корпусу споживача електроенергії та металевих предметів, які мають контакт з землею [11].

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						86
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10.1.3 Технічні рішення по попередженню електротравм від дотику до струмоведучих частин електрообладнання теплового пункту

Для виключення можливих електротравм при експлуатації електрообладнання теплопункту проектом передбачені:

- наявність надійного та швидкодіючого автоматичного відключення електроживлення електрообладнання при аварійному режимі його роботи (струмове перевантаження, наявність струмів КЗ та витоку, дугові пробої);

- для захисту персоналу від помилкових дій та випадкового дотику до струмоведучих частин застосована різнокольорова ізоляція провідників окремих елементів електросхем, таблички та написи з позначенням робочих напруг, попереджувальні знаки, використання напруги до 220 В для підключення електроінструменту;

- для захисту обслуговуючого персоналу від ураження електричним струмом, від дії електричної дуги, всі установки забезпечуються засобами захисту а також засобами забезпечення першої медичної допомоги;

- ізоляція струмоведучих частин з опором $R_{\Sigma} \geq I \text{ кОм}$;

- огороження або металеві бокси, у яких розташоване технологічне електроустаткування, виконані так, щоб знімати чи відкривати їх можна тільки за допомогою ключів чи інструменту;

- передбачено мережу розеток 220 В для переносного освітлення.

10.1.4 Технічні рішення по запобіганню електротравм при переході напруги на неструмоведучі частини електроустановок теплопункту

Для захисту працюючих від ураження електричним струмом при переході напруги на неструмовідні частини установок проектом ІТП передбачено занулення всіх корпусів електродвигунів насосів та регулюючих клапанів, так як вони можуть бути під напругою при пошкодженні ізоляції. Використовується система заземлення типу TN-C-S.

Метою занулення є виключення небезпеки ураження електричним струмом персоналу при пробі на корпус обладнання одною з фаз мережі. Це досягається завдяки швидкому вимиканню максимальним струмовим захистом ділянки, на якій виникло замикання на корпус. При зануленні пробій на корпус приводить до короткого замикання

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						87
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

фази (контур: нульовий провідник – фаза – фазовий провідник - корпус споживача – нульовий провідник). Спрацьовує захист від короткого замикання [11].

- забезпечується необхідна кратність струму короткого замикання; контроль занулення проводиться при вводі в експлуатацію, перевірка здійснюється кожні 5 років;
- у нульовому проводі не дозволяється установка роз'єднувачів та інших приладів розриву електричного цепу;
- забезпечується цілісність нульового провідника та використання повторних заземлювачів нульового провідника;
- не дозволяється використовувати трубопроводи в якості нульового робочого проводу.

10.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії.

Робота індивідуального теплового пункту передбачена без обслуговуючого персоналу. Системи автоматики теплового пункту дозволяють без присутності персоналу здійснювати контроль і регулювання технологічних процесів.

Сервісне обслуговування теплових пунктів здійснює спеціалізоване підприємство шляхом періодичного відвідування об'єкта, перевірки роботи устаткування і систем.

Роботи, які виконує обслуговуючий персонал слід віднести до робіт середньої важкості – до категорії Па (тепловиділення 150-200 Вт/м²).

10.2.1 Мікроклімат робочої зони

Параметри мікроклімату нормуються у залежності від тяжкості виконуваних робіт та періоду року.

Таблиця 10.1 – Оптимальні та допустимі параметри мікроклімату

Період	Оптимальні			Допустимі		
	$t, ^\circ\text{C}$	$W, \%$	$V, \text{м/с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$W, \%$	$V, \text{м/с}$
Теплий	18...25	40-60	$\leq 0,1$	22...26	До 75	0,1...0,2
Холодний	16...24	40-60	$\leq 0,1$	21...25	До 75	$\leq 0,1$

Для забезпечення необхідних за нормативами параметрів мікроклімату проектом передбачено:

- механічна витяжна вентиляція, для видалення повітря із тепло пункту;
- автоматизація технологічних процесів;
- вентиляція приміщення в цілях профілактики теплових травм, а також забезпечення необхідної температури повітря.

10.2.2 Виробниче освітлення

На робочих місцях нормується величина освітленості E в люксах, яка залежить від розряду, підрозряду робіт, системи освітлення і типу джерел світла.

Вибір системи освітлення та освітлювальної арматури виконано у відповідності до вимог ДБН В.2.5-28-2018.

Як систему освітлення прийнято, в основному, загальне рівномірне висвітлення. Допустиме значення величини освітленості для тепlopункту $E=100$ Лк. Тому в приміщенні ІТП використовують наступні види електроосвітлення:

- робоче, з напругою 220 В, 50 Гц;
- аварійне освітлення від акумуляторного ліхтаря.

Управління освітленням здійснюється вимикачами, які встановлені біля входу до приміщення. Світильники кріпляться до стелі та до стіни над вхідними дверима;

- у приміщенні ІТП встановлюють також мережу розеток живлення яких йде від щита та рубильнику типу ЯРВ для підключення зварювального апарату.

10.2.3 Склад повітря робочої зони.

Забруднення повітря робочої зони регламентується гранично – допустимими концентраціями (ГДК) в мг/м³.

Повітрообмін у приміщенні розраховано згідно будівельним нормам. В приміщенні об'єм припливного повітря повинен на 10 % бути вищим за об'єм витяжного повітря.

Для запобігання протягів витяжка із складових та побутових приміщень на 90 % компенсується організаційним припливом повітря від вентиляційної системи та підігрівом зовнішнього повітря. У приміщенні передбачена витяжна вентиляція з механічним спонуканням.

10.2.4 Виробничий шум та вібрації.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						89
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Проектом передбачені шляхи подолання перевищення рівня шуму та вібрацій, які викликані роботою обладнання теплового пункту. Рівень шуму та вібрацій не повинен перевищувати допустимий рівень згідно з ДСН 3.3.6-037-99 та ДСН 3.3.6-039-99.

До технологічних способів боротьби зі шумом відносять вибір таких технологічних процесів, в яких використовується механізми та машини, які відтворюють мінімальні динамічні навантаження.

Для забезпечення допустимих параметрів шуму (поліпшення шумового клімату) та зменшення рівнів виробничих вібрацій у приміщені ІТП проектом передбачено:

- застосування віброізолюючих вставок на трубопроводи для насосів;
- застосування малошумних насосів;
- зменшення до мінімуму допусків між з'єднуючими деталями, збалансування, своєчасні змазки;
- під опори трубопроводів та обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкціях передбачено встановлення віброізолюючих прокладок – гумові коврики.

10.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Виконання вимог безпеки в надзвичайних ситуаціях потребує розробки відповідних технічних рішень та організаційних заходів щодо оповіщення, евакуації та дій персоналу у разі виникнення надзвичайної ситуації, а також визначення основних заходів з пожежної безпеки.

10.3.1 Обов'язки та дії персоналу у разі виникнення надзвичайних ситуацій

У разі виявлення ознак надзвичайних ситуацій працівник, який їх помітив повинен:

- негайно повідомити про це засобами зв'язку органи ДСНС та вказати при цьому адресу, кількість поверхів, місце виникнення надзвичайних ситуацій, наявність людей, а також своє прізвище;
- повідомити про надзвичайну ситуацію керівника, адміністрацію, пожежну охорону підприємства;
- організувати оповіщення людей про надзвичайну ситуацію;
- вжити заходів щодо евакуації людей та матеріальних цінностей;
- вжити заходів щодо ліквідації наслідків надзвичайної ситуації з використанням наявних засобів;

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						90
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Керівник та пожежна охорона установки, яким повідомлено про виникнення пожежі, повинні:

- перевірити чи викликані підрозділи ДСНС;
- вимкнути у разі необхідності струмоприймачі та вентиляцію;
- у разі загрози життю людей негайно організувати їх евакуацію, та їх рятування, вивести за межі небезпечної зони всіх працівників, які не беруть участь у ліквідації надзвичайної ситуації;
- перевірити здійснення оповіщення людей про надзвичайну ситуацію;
- забезпечити дотримання техніки безпеки працівниками, які беруть участь у ліквідації надзвичайної ситуації;
- організувати зустріч підрозділів ДСНС, надати їм допомогу у локалізації і ліквідації надзвичайної ситуації.

Після прибуття на надзвичайну ситуацію підрозділів ДСНС повинен забезпечуватися безперешкодний доступ їх до місця, де виникла надзвичайна ситуація.

10.3.2 Вимоги щодо організації ефективної роботи системи оповіщення виробничого персоналу при надзвичайних ситуаціях

Для підвищення безпеки в надзвичайних ситуаціях пропонується встановлення системи оповіщення персоналу.

Оповіщення працівників у разі виникнення НС, наприклад при пожежі, здійснюється відповідно до вимог ДБН В.2.5-56-2014.

Оповіщення про НС та управління евакуацією людей здійснюється одним з наступних способів або їх комбінацією:

- поданням звукових і (або) світлових сигналів в усі виробничі приміщення будівлі з постійним або тимчасовим перебуванням людей;
- трансляцією текстів про необхідність евакуації, шляхи евакуації, напрямки руху й інші дії, спрямовані на забезпечення безпеки людей;
- ввімкненням евакуаційних знаків "Вихід";
- ввімкненням евакуаційного освітлення та світлових покажчиків напрямку евакуації;
- дистанційним відкриванням дверей евакуаційних виходів.

Оповіщення працівників про НС здійснюється за допомогою світлових та/або звукових оповіщувачів – обладнуються всі приміщення.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						91
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Звукові сповіщувачі повинні відповідати вимогам ДСТУ EN 54-3:2003 «Системи пожежної сигналізації. Частина 3. сповіщувачі пожежні звукові».

Світлові сповіщувачі, які працюють у режимі спалахування, повинні бути червоного кольору, мати частоту мигтіння в межах від 0,5 Гц до 5 Гц та розташовуватись у межах прямої видимості з постійних робочих місць.

10.3.3 Пожежна безпека

При проектуванні ІТП були враховані всі вимоги з пожежної безпеки у відповідності до ДБН В.1.1-7-2016, ДСТУ Б.В.1.1-36:2016, ДБН В.2.5-56-2014 «Системи протипожежного захисту» та НАПБ В.01.34-2005 – «Правила ПБ в компаніях та в організаціях енергетичної галузі України».

Захист людей у разі пожежі є найважливішим завданням усієї системи протипожежного захисту. Вирішення цього завдання, в першу чергу, потребує впровадження ефективних евакуаційних заходів на випадок виникнення пожежі. Виходи вважаються евакуаційними, якщо вони ведуть із приміщень:

- першого поверху безпосередньо назовні або через вестибюль, коридор, сходову клітку;
- будь-якого поверху, крім першого, у коридор, що веде на внутрішню сходову клітку або безпосередньо на зовнішні відкриті сходи;
- у сусіднє приміщення на тому ж поверсі, яке забезпечене виходами, зазначеними у попередніх пунктах;

Час, необхідний для евакуації людей з приміщення при пожежі, τ , с:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 + \dots + \tau_i, \quad (10.1)$$

де τ_1 , τ_2 , τ_i – час руху людей на всіх ділянках шляху евакуації.

Для кожної з ділянок шляху евакуації, час, необхідний для евакуації людей, τ , с, потрібно розраховувати за формулою:

$$\tau = l/v, \quad (10.2)$$

Де l – довжина розрахункового шляху потоку людей, що знаходяться на найбільшій відстані від найближчої двері евакуаційного виходу з приміщення чи по коридору до найближчої сходової клітини, м; довжина шляху не повинна перевищувати встановленої ДБН нормативної величини;

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						92
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

v – швидкість руху людини чи людського потоку, м/хв., перераховується в м/с.

На першій ділянці шляху евакуації швидкість руху визначається за таблицею 7.1 в залежності від густини потоку D . Швидкість потоку на інших ділянках визначається в залежності від інтенсивності руху потоку на ділянці. Перед дверима, що знаходяться в кінці коридору чи приміщення, швидкість людей знижується, так як зустрічає опір інших людей та опір дверей. Швидкість минання ділянок, на яких є двері, рекомендовано визначати за обраною швидкістю на цій ділянці.

Таблиця 10.1 – Параметри руху людського потоку під час евакуації

Густина потоку $D, \text{м}^2/\text{м}^2$	Горизонтальний шлях		Дверний отвір	Сходи вниз		Сходи вверх	
	Швид- кість $v, \text{м/хв}$	Інтенсив- ність $q, \text{м/хв}$	Інтенсив- ність $q, \text{м/хв}$	Швид- кість $v, \text{м/хв}$	Інтенсив- ність $q, \text{м/хв}$	Швид- кість $v, \text{м/хв}$	Інтенсив- ність $q, \text{м/хв}$
0,01	100	1	1	100	1	60	0,6
0,05	100	5	5	100	5	60	3
0,1	80	8	8,7	95	9,5	53	5,3
0,2	60	12	13,4	68	13,6	40	8
0,3	47	14,1	16,5	52	16,6	32	9,6

Густина людського потоку D на першій ділянці шляху евакуації, $\text{м}^2/\text{м}^2$:

$$D_1 = \frac{N_1 f}{l_1 \delta_1}, \quad (10.3)$$

де N_1 — кількість людей на першій ділянці, чел.;

f — середня площа горизонтальної проекції людини, що приймається рівною:

- для дорослого в домашній одежі - $0,1 \text{ м}^2$, в зимовій одежі - $0,125 \text{ м}^2$
- для підлітка - $0,07 \text{ м}^2$;

δ_1 , — ширина першої ділянки шляху, м.

Для підвищення безпеки в надзвичайних ситуаціях пропонується встановлення системи оповіщення виробничого персоналу.

ВИСНОВКИ

Дана магістерська дисертація присвячена розробці індивідуальної системи тепlopостачання житлової будівлі в м. Києві з використанням теплового насосу для ГВП. Поставлена мета досягається шляхом додаткового встановлення в приміщенні індивідуального теплового пункту теплового насосу, котрий беручи за нижнє джерело теплоти стічні води будівлі буде підігрівати воду замість першої ступені підігрівача ГВП. Для акумуляції додаткової кількості гарячої води в години малих її витрат передбачено встановлення в тому ж самому місці баків-акумуляторів.

Були визначені теплові потужності:

- на опалення $576 \cdot 10^3$ Вт;
- на гаряче водопостачання $600,3 \cdot 10^3$ Вт.

Схема підключення системи опалення - незалежна. Для гарячого водопостачання було обрано схему з двоступінчатим змішаним приєднанням водонагрівачів пластинчатого типу.

Були виконані розрахунки: тепловий і гідравлічний підігрівачів систем опалення та гарячого водопостачання; термодинамічний теплового насосу і тепловий його випаровувача.

На основі цих розрахунків: підібране основне та допоміжне обладнання як ІТП будівлі (теплообмінники опалення, першої та другої ступені для ГВП з типом пластин 0,5Пр, (поверхнею $0,5\text{м}^2$), кількістю пластин – 51, 33 і 10 шт. відповідно; компресор марки BITZER 4PES-12Y-40P, теплової потужності 163 кВт в кількості 1 шт.; конденсатор теплового насосу марки SWEP B80x86 в кількості 1 шт.; 2 баки - акумуляторів компанії Tesy EV1000, ємністю по 1 м^3).

Виконана компоновка вказаного обладнання в ІТП та теплового насосу з баками запасу гарячої води.

Розроблені стартап проект виготовлення модульних блоків для ІТП.

Індекс рентабельності інвестицій цього проекту дорівнює 2,3 що означає що проект є прибутковим.

Відмічені основні заходи і засоби по забезпеченню охороні праці.

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						94
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб / М.Ф. Боженко, В. П. Сало – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. – 192 с.
2. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: Учеб. Пособие для вузов/ Е.А Краснощеков, А.С Сукомел – М.: «Энергия», 1980. – 288 с.
3. Теплотехнологічні процеси та установки: посіб. / Мінаковський В.М. – К.:НТУУ «КПІ», 2009.–128 с.
4. Куделя П. П. Конспект лекцій з технічної термодинаміки для студентів заочної форми навчання. НТУУ «КПІ», 2008. – 98 с.
5. ДБН В. 2.5 – 67: 2013 Опалення, вентиляція та кондиціювання. – Чинні від 2013 – 09 – 01. – Київ: Міненергобуд України, 2013. – 167 с.
6. Офіційний сайт Київенерго <http://kyivenergo.ua/>
7. Васильев Г.П. Энергоэффективный экспериментальный жилой дом в микрорайоне Никулино – Москва : АВОК.- 2002 г. – 150 с.
8. ДСТУ – Н Б В. 1.1 – 27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Чинні від 2009 – 01 – 07. – Київ: Міненергобуд України, 2013. – 167 с.
9. ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень».
10. ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації».
11. ДБН В2.5.-28-2006 «Освітленість природна та штучна».
12. ДБН - В.2.2-9-99 «Громадські будинки та споруди».

					ТП з91мп 53 02 ПЗ	Арк.
						95
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додатки

Додаток А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан теплоенергетичного

факультету КПІ ім.Сікорського

_____Є. М. Письменний

«___» _____ 20__ р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заф. кафедрою

ТПТ, ТЕФ

_____Г.Б. Варламов

«___» _____ 20__ р

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на конструкторсько-технологічну роботу

«Система теплопостачання житлового будинку з утилізацією теплоти
каналізаційних стоків»

1. Термін виконання роботи

Початок – 03.09.2020р.

Закінчення 11.12.2020р.

2. Обґрунтування для виконання роботи

Теплопостачання житлового будинку включає в себе під'єднання його до теплової мережі. Визначення витрат та регулювання теплоти на опалення та гаряче водопостачання виконється у теплопункті будівлі.

Теплопункт включає в себе теплообмінне обладнання для підтримання заданого температурного режиму будівлі та забезпечення її гарячою водою відповідно до санітарно-технічних норм.

3. Мета роботи

Визначення теплового навантаження та розробка схеми теплового пункту.

4. Зміст основних етапів виконання роботи

- ☐ Розрахунок теплового навантаження;
- ☐ Розрахунок теплової схеми;
- ☐ Підбір нагрівача для опалення;
- ☐ Підбір нагрівача для гарячого водопостачання;
- ☐ Підбір допоміжного обладнання;

- ☐ ВоЗабезпечення заходів з охорони праці;
- ☐ Графічна частина:
- ☐ Принципова схема тепlopункту;
- ☐ Компоновка обладнання;
- ☐ Монтажні креслення трубопроводів;

5. Матеріали, що подаються після закінчення робіт

5.1 Пояснювальна записка;

5.2 Креслення;

5.3 Довідка про впровадження результатів.

6. Порядок розгляду і приймання роботи

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту магістерських дисертацій другого (магістерського) рівня вищої освіти за спеціальністю 7.05060101 «Теплоенергетика».

Керівник роботи

_____ к.т.н. Барабаш П.О.

«___» _____ 2020р.

Виконавець

студент гр. ТП з 91 мп

ТЕФ, КПІ ім.Ігоря Сікорського

_____ Лемещенко Р.М.

«___» _____ 2020 р.

Додаток Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри

кафедра ТПТ, ТЕФ

_____ Г.Б.ВАРЛАМОВ

«1» грудня 2020 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів магістерської дисертації другого (магістерського) рівня вищої освіти

студента ТЕФ, КПІ ім.Ігоря Сікорського

Лемещенко Романа Михайловича

Результати магістерської дисертації студента КПІ ім.Ігоря Сікорського Лемещенко Р.М. за темою: «Система теплопостачання житлового будинку з утилізацією теплоти каналізаційних стоків» упроваджені на кафедрі ТПТ, ТЕФ в частині розрахунків теплового навантаження та креслень теплової схеми.

Додаток В

Форма № 3.3

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Лемещенка Романа Михайловича прізвище, ім'я, по – батькові

№ п/п	Найменування праць	Рукописні або друківані	Назва видавництва,журкалу (номер,рік) або номер авторського свідоцтва,номер дипломного на винахід	Кількість друківаних аркушів або сторінок разом	Прізвище співавтора праці
1	2	3	4	5	6
1	Способи та обладнання для виробництва льоду	Друк	Матеріали XVII Міжнар. наук.-практ. конференції молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 23-26 квітня 2019 р., у 2т.-Київ: КПІ ім. І. Сікорського, вид –во «Політехніка», 2019. – Т.1, с.273	1 стор.	Барабаш П.О.
2	Про стічні води у системі тепло - постачання	Друк	Матеріали XVIII Міжнар. наук.-практ. конференції молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 23-26 квітня 2020 р., у 2т.-Київ: КПІ ім. І. Сікорського, вид –во «Політехніка», 2020. – Т.1, с.167	1 стор.	Барабаш П.О.

Автор

Роман ЛЕМЕЩЕНКО

Додаток Г

Результати перевірки на академічний плагіат



Ім'я користувача:
Боженко Михайло Федорович

Дата перевірки:
15.12.2020 14:48:23 EET

Дата звіту:
15.12.2020 14:49:55 EET

ID перевірки:
1005462384

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

ID користувача:
100005082

Назва документа: МДп Лемешенко а

Кількість сторінок: 62 Кількість слів: 9888 Кількість символів: 62309 Розмір файлу: 1.70 MB ID файлу: 1005752183

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

35.1%

Схожість

Найбільша схожість: 14.5% з Інтернет-джерелом (https://eia.kpi.ua/bitstream/123456789/28095/1/Lemeshchenko_bakala)

23.9% Джерела з Інтернету

28

Сторінка 64

31.2% Джерела з Бібліотеки

77

Сторінка 65

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнено

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнено

0.36%

Вилучень

Деякі джерела вилучено автоматично (фільтри вилучення: кількість знайдених слів є меншою за 10 слів та 0%)

0.34% Вилучення з Інтернету

51

Сторінка 66

0.13% Вилученого тексту з Бібліотеки

136

Сторінка 67

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

174

Підозріле форматування

21

сторінка

Голові екзаменаційної комісії кафедри ТПТ
по захисту магістерських дисертацій Варламову Г. Б.
доц. кафедри Барабаша П. О.

Пояснювальна записка

Перевірка на доброчесність магістерської дисертації магістранта гр. ТП-391мп Лемещенка Романа Михайловича на тему «Система теплопостачання житлового будинку з утилізацією теплоти каналізаційних стоків» показала підвищений рівень співпадіння тексту пояснювальної записки з доступними літературними джерелами.

Пояснюється це тим, що при виконанні магістерської дисертації використовувалися загально прийняті (вт. ч. і в нормативних документах) методики теплових і гідравлічних розрахунків систем теплопостачання і теплообмінних апаратів, але це не впливає на оригінальність дисертації, яка полягає у розробці нових схемних рішень використання теплоти каналізаційних стоків для зменшення витрат теплоти із централізованої системи теплопостачання на приготування води на гаряче водопостачання з використанням теплового насоса.

Враховуючи відмічене, прошу вважати, що магістерська дисертація Лемещенка Р. М. успішно пройшла перевірку на доброчесність.

Керівник



Петро БАРАБАШ

№№ п/п	Підп і дата	Варм. №№

Арк.
2

ВІДОМІСТЬ МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на магістерську дисертацію	1	
2	A4	ТП з 91 мп 53 02 001 ПЗ	Пояснювальна записка	101	
3	A1	ТП з 91 мп 53 02 001 ТМК	Теплова схема	1	
4	A1	ТП з 91 мп 53 02 002 ТМК	Розташування обладнання. План на відм. 0,000	1	
5	A1	ТП з 91 мп 53 02 003 ТМК	Розташування трубопроводів в підвалі будинку. План на відм. -2,700	1	
6	A1	ТП з 91 мп 53 02 004 ТМК	Вузол обліку витрати теплоти. План на відм. 0,000. Розріз 1-1	1	
7	A1	ТП з 91 мп 53 02 001 ТМ	Трубопроводи. План на відм. -1,450. Розріз 1-1. Вузли А, Б.	1	
8	A1	ТП з 91 мп 53 02 002 ТМ	Теплова камера. План на відм. -0,950. Розріз 1-1.	1	
9	A1	ТП з 91 мп 53 02 003 ТМ	Профіль теплової мережі	1	
10	A1	ТП з 91 мп 53 02 001 ВЗ	Теплообмінник ГВП	1	
11	A1	ТП з 91 мп 53 02 001 АТМК	Схема автоматизації опалення функціональна	1	
12	A1	ТП з 91 мп 53 02 002 АТМК	Схема автоматизації ГВП функціональна	1	
13	A4	ТП з 91 мп 53 02 ТМК	Специфікація	2	

				ТП з 91 мп 53 02		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Лемещенко			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Барабаш					1
					КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. ТПТ, гр. ТП71мп	
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Варламов					

